

**VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta metalurgie a materiálového inženýrství
Katedra chemie**

DIPLOMOVÁ PRÁCE

**Návrh chemicko-inženýrských úloh
Stanice sdílení tepla**

AUTOR PRÁCE:

Bc. Zuzana Bílská

VEDOUCÍ PRÁCE:

Ing. Zuzana Mikulová, Ph.D.

KONZULTANT PRÁCE:

prof. Ing. Lucie Obalová, Ph.D.

2011

VŠB – Technical university of Ostrava
Faculty of metalurgy and materials engineering
Department chemistry

THESIS

Proposal of chemical-engineering tasks:
Station of heat transfer

AUTHOR:	Bc. Zuzana Bílská
SUPERVISOR:	Ing. Zuzana Mikulová, Ph.D.
TUTOR: :	prof. Ing. Lucie Obalová, Ph.D.

2011

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta metalurgie a materiálového inženýrství
Katedra chemie

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Zuzana Bílská**
Studijní program: N3909 Procesní inženýrství
Studijní obor: 2807T004 Chemické inženýrství
Téma: **Návrh chemicko-inženýrských úloh: Stanice sdílení tepla**
Proposal of chemical-engineering task: Station of heat transfer

Zásady pro vypracování:

1. Základy teorie přenosu tepla.
2. Návrh laboratorní úlohy Stanice sdílení tepla.
3. Experimentální měření při zvolených procesních podmínkách.
4. Zpracování a vyhodnocení naměřených dat ve formě vzorových protokolů.

Seznam doporučené odborné literatury:

1. V. Míka a kol. Příklady a úlohy z chemického inženýrství I.a II. díl, vydavatelství VŠCHT Praha, 1997, ISBN 80-7080-305-3.
2. M. Ludvík, Laboratorní cvičení z chemického inženýrství, vydavatelství VŠCHT Praha, 2000, ISBN 80-7080-404-1.
3. D. Šnita, Chemické inženýrství I. vydavatelství VŠCHT Praha, 2005, ISBN 80-7080-589-7.
4. R.H. Perry, D.W. Green, Perry's Chemical Engineers' Handbook, McGraw-Hill, 7.vydání, 1997, ISBN 0-07-115982-7.

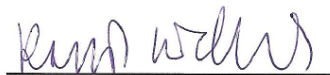
Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Zuzana Mikulová, Ph.D.**

Konzultant diplomové práce: **prof. Ing. Lucie Obalová, Ph.D.**

Datum zadání: 15. 11. 2010

Datum odevzdání: 30. 04. 2011



prof. Ing. Kamil Wichterle, DrSc.
vedoucí katedry



prof. Ing. Ludovít Dobrovský, CSc., Dr.h.c.
děkan fakulty

Zásady pro vypracování diplomové práce

I.

Diplomovou prací (dále jen DP) se ověřují vědomosti a dovednosti, které student získal během studia, a jeho schopnosti využívat je při řešení teoretických i praktických problémů.

II.

Uspořádání diplomové práce:

- | | |
|--|------------------------------|
| 1. Titulní list | 5. Obsah DP |
| 2. Zásady pro vypracování DP | 6. Textová část DP |
| 3. Prohlášení + místopřísežné prohlášení | 7. Seznam použité literatury |
| 4. Abstrakt + klíčová slova česky a anglicky | 8. Přílohy |

ad 1) Titulním listem je originál zadání DP, který student obdrží na své oborové katedře.

ad 2) Tyto „Zásady pro vypracování diplomové práce“ následují za titulním listem.

ad 3) Prohlášení + místopřísežné prohlášení napsané na zvláštním listě (student jej obdrží na své oborové katedře) a vlastnoručně podepsané studentem s uvedením data odevzdání DP. *V případě, že DP vychází ze spolupráce s jinými právníckými a fyzickými osobami a obsahuje citlivé údaje, je na zvláštním listě vloženo prohlášení spolupracující právnícké nebo fyzické osoby o souhlasu se zveřejněním DP.*

ad 4) Abstrakt a klíčová slova jsou uvedena na zvláštním listě česky a anglicky v rozsahu max. 1 strany pro obě jazykové verze.

ad 5) Obsah DP se uvádí na zvláštním listě. Zahrnuje názvy všech očíslovaných kapitol, podkapitol a statí textové části DP, odkaz na seznam příloh a seznam použité literatury, s uvedením příslušné stránky. Předpokládá se desetinné číslování.

ad 6) Textová část DP obvykle zahrnuje:

- Úvod, obsahující charakteristiku řešeného problému a cíle jeho řešení v souladu se zadáním DP;
- Vlastní rozpracování DP (včetně obrázků, tabulek, výpočtů) s dílčími závěry, vhodně členěné do kapitol a podkapitol podle povahy problému;
- Závěr, obsahující celkové hodnocení výsledků DP z hlediska stanoveného zadání.

DP bude zpracována v rozsahu min. 45 stran (včetně obsahu a seznamu použité literatury). Text musí být napsán vhodným textovým editorem počítače po jedné straně bílého nelesklého papíru formátu A4 při respektování následující **doporučené** úpravy - písmo Times New Roman (nebo podobné) 12b; řádkování 1,5; okraje – horní, dolní – 2,5 cm, levý – 3 cm, pravý 2 cm. Fotografie, schémata, obrázky, tabulky musí být očíslovány a musí na ně být v textu poukázáno. Budou zařazeny průběžně v textu, pouze je-li to nezbytně nutné, jako přílohy (viz ad 8).

Odborná terminologie práce musí odpovídat platným normám. Všechny výpočty musí být přehledně uspořádány tak, aby každý odborník byl schopen přezkoušet jejich správnost. U vzorců, údajů a hodnot převzatých z odborné literatury nebo z praxe musí být uveden jejich pramen - u literatury citován číselným odkazem (v hranatých závorkách) na seznam použité literatury.

Nedostatky ve způsobu vyjadřování, nedostatky gramatické, neopravené chyby v textu mohou snížit klasifikaci práce.

ad 7) DP bude obsahovat alespoň 15 literárních odkazů, z toho nejméně 5 v některém ze světových jazyků.

Seznam použité literatury se píše na zvláštním listě. **Citaci literatury je nutno uvádět důsledně v souladu s ČSN ISO 690.** Na práce uvedené v seznamu použité literatury musí být uveden odkaz v textu DP.

ad 8) Přílohy budou obsahovat jen ty části (speciální výpočty, zdrojové texty programů aj.), které nelze vhodně včlenit do vlastní textové části např. z důvodu ztráty srozumitelnosti.

III.

Diplomovou práci student odevzdá ve dvou knihařsky svázaných vyhotoveních, pokud katedra garantující studijní obor neurčí jiný počet. Vnější desky budou označeny takto:

nahore: *Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava*
Fakulta metalurgie a materiálového inženýrství
Katedra

uprostřed: *DIPLOMOVÁ PRÁCE*

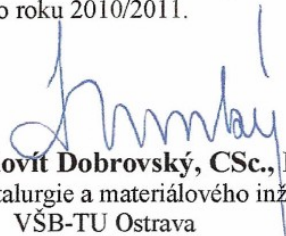
dole: *Rok* *Jméno a příjmení*

Kromě těchto dvou knihařsky svázaných výtisků odevzdá student kompletní práci také v elektronické formě do IS EDISON včetně abstraktu a klíčových slov v češtině a angličtině.

IV.

Diplomová práce, která neodpovídá těmto zásadám, nemůže být přijata k obhajobě. Tyto zásady jsou závazné pro studenty všech studijních programů a forem magisterského, resp. navazujícího magisterského studia fakulty metalurgie a materiálového inženýrství Vysoké školy báňské – Technické univerzity Ostrava od akademického roku 2010/2011.

Ostrava 30. 11. 2010


Prof. Ing. Ludovít Dobrovský, CSc., Dr.h.c.
děkan fakulty metalurgie a materiálového inženýrství
VŠB-TU Ostrava

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že

- jsem byl(a) seznámen(a) s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. - autorský zákon, zejména §35 - užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního (§60 - školní dílo);
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB - TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§35 odst. 3);
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude archivována v elektronické formě v databázi Ústřední knihovny VŠB - TUO a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o diplomové práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO;
- bylo sjednáno, že s VŠB - TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona;
- bylo sjednáno, že užít své dílo - diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB - TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB - TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše);
- beru na vědomí, že odevzdáním své diplomové práce souhlasím s jejím zveřejněním podle zákona č. 111/1998Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (Zákon o vysokých školách) bez ohledu na výsledek její obhajoby.

Místopřísežně prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci vypracoval(a) samostatně.

V Ostravě ..26.04.2011...

.....*Suzana Bilá*.....
podpis (jméno a příjmení studenta)

Poděkování

Děkuji vedoucí své diplomové práce Ing. Zuzaně Mikulové, Ph.D. a rovněž konzultantce prof. Ing. Lucii Obalové, Ph.D.. za jejich trpělivost a poskytnutí cenných rad, připomínek i odborné pomoci při vypracování této diplomové práce.

Práce byla provedena za finanční podpory studentského grantu SP 2011/41.

Abstrakt

Tato diplomová práce se zabývá optimalizací procesních podmínek na modelové stanici sdílení tepla, která bude sloužit pro výuku laboratoří z předmětu Procesní inženýrství.

Pro proces sdílení tepla v deskovém výměníku tepla byly zvoleny optimální procesní podmínky: průtok média 300 l/hod, průtok chladicí kapaliny 400 l/hod a teplota média T2 40°C.

Všechna naměřená data byla vyhodnocena a zpracována do tabulek. Zároveň byl vypracován vzorový laboratorní protokol.

Klíčová slova

Výměník tepla, sdílení tepla, procesní inženýrství.

Abstrakt

This thesis deals with the optimization of process conditions on the model of heat transfer station, which will be used for teaching the laboratory course of Process Engineering.

The process of heat transfer in plate heat exchanger was chosen optimal process conditions: flow of the medium of 300 l / h, coolant flow 400 l / h and the temperature T2 medium at 40 ° C.

All measurement data were evaluated and processed into tables. A model has also been laboratory protocol.

Keywords

Heat exchanger, heat transfer, process engineering.

Obsah

1	Úvod	2
2	Teoretická část	4
2.1	Výměníky tepla	4
2.1.1	Funkce výměníků	4
2.1.2	Základní rozdělení výměníků	4
2.2	Sdílení tepla	8
2.2.1	Sdílení tepla vedením	9
2.2.2	Sdílení tepla konvekci	11
2.2.3	Kritéria podobnosti pro tepelné procesy	16
2.2.4	Přestup tepla při varu a kondenzaci	20
2.3	Výpočet parametrů výměníku tepla	20
3	EXPERIMENTÁLNÍ ČÁST	23
3.1	Popis laboratorního zařízení	23
3.2	Příprava aparatury a postup měření	28
3.2.1	Uvedení parního vyvíječe do provozu.	28
3.2.2	Nastavení uspořádání souproud/protiproud	29
3.2.3	Spuštění chladicího okruhu	29
3.2.4	Spuštění okruhu čerpané kapaliny	29
3.2.5	Spuštění parního okruhu	29
3.2.6	Zahájení vlastního měření	30
3.2.7	Odstavení aparatury	30
3.2.8	Bezpečnostní opatření	31
3.3	Zpracování naměřených hodnot	31
3.3.1	Interpolace termodynamických dat	31
3.3.2	Stanovení aritmetických průměrů teplot příslušných proudů	32
3.3.3	Střední logaritmický teplotní spád	33
3.3.4	Tok tepla teplosměnnou plochou	33
3.3.5	Koeficient prostupu tepla	34
3.3.6	Stanovení rychlosti proudění kapaliny	34
3.3.7	Stanovení Reynoldsova čísla	35
3.3.8	Stanovení Prandtllova čísla	35
3.3.9	Stanovení Nusseltova čísla	36
3.3.10	Stanovení koeficientů přestupu tepla	36
3.3.11	Stanovení koeficientu prostupu tepla pro čistý výměník	36
3.3.12	Stanovení přídavného tepelného odporu	37
3.3.13	Stanovení empirických konstant C a m	44
4	Závěr	48
5	Seznam literatury	49
6	Seznam použitých zkratk	51
7	Seznam použitých symbolů	51
8	Seznam obrázků	54
9	Seznam tabulek	54
10	Seznam grafů	55
11	Přílohy	56

1 Úvod

Při současném trendu stále většího zdražování energií, uvažuje každá firma, jakým způsobem ušetřit na nákladech za teplo. Odpadní teplo, které vzniká jako vedlejší produkt v různých technologických provozech, je zpravidla odváděno bez dalšího využití do vlastního okolí. Pro možnost využití odpadního tepla např. odcházejícími spaliny se používají výměníky tepla, které mohou ohřát užitkovou vodu a zvyšují tak účinnost využití paliva[1].

V praxi se využívá několik typů výměníků. Obecně platí, že deskové výměníky jsou účinnější než výměníky trubkové a z tohoto důvodu jsou tyto typy výměníků nejčastěji v průmyslu používány. Dokážou více přiblížit teplotu sekundárního okruhu k teplotě primáru. Deskové výměníky mají poměrně malá hrdla a snesou proto malé průtoky [2].

Za bezmála 130 let se deskové výměníky tepla vyvinuly a přeměnily v zařízení pro použití v tisícovkách různých aplikací v téměř všech odvětvích moderního průmyslu. Dříve sloužily výhradně k ohřívání a chlazení např. mléka. Dnes pomáhají ohřívat a chladit např. procesy v průmyslu, klimatizovat budovy či zajišťovat teplou vodu pro stovky miliónů lidí [3].

Přestože se trh s výrobou výměníků tepla v průběhu několika let změnil, princip výměny tepla zůstává stále stejný. Díky deskovým výměníkům tepla byla nalezena nová řešení coby alternativa ke starým technologiím. Tento trend pokračuje v několika oblastech, např. v petrochemii, dálkovém vytápění a chlazení, zpracování potravin a lodním průmyslu.

Nynější vývoj se zaměřuje na konstrukci výrobků, materiály, monitorovací systémy zajišťující optimální provozní podmínky a cykly účinné preventivní údržby. Nové výrobní metody rovněž přispívají ke zvýšení účinnosti výměníků.

Cílem této diplomové práce je optimalizovat procesní podmínky pro proces sdílení tepla na modelové výukové stanici a následně navrhnout vhodnou modelovou úlohu pro laboratorní cvičení z předmětu Procesního inženýrství, k názornému pochopení probírané látky.

V rámci mé diplomové práce budou studovány a vyhodnocovány následující cíle:

- Stanovení experimentální hodnoty koeficientu prostupu tepla k_{exp} pro různé provozní podmínky
- Stanovení teoretické hodnoty koeficientu prostupu tepla k pro různé provozní podmínky
- Výpočet přídatného tepelného odporu R pro různé pracovní podmínky
- Stanovení empirických konstant C a m

2 Teoretická část

2.1 Výměníky tepla

Výměníky tepla jsou zařízení sloužící k přenosu tepla mezi dvěma popř. i více látkami. Teplejší tekutina předává teplo tak, že se ochlazuje, nebo v případě kondenzující páry odevzdává výparné teplo [4].

2.1.1 Funkce výměníků

Hlavním úkolem výměníků je zabezpečit realizaci technologických procesů a operací vyžadujících ohřev nebo ochlazení pracovních látek. Látky, které uskutečňují výměnu tepla se nazývají teplonositelé. Bývají to nejčastěji kouřové plyny (tzv. spaliny), vodní pára, voda, směsi kapalin a jiné látky [5].

2.1.2 Základní rozdělení výměníků

Výměníky tepla můžeme rozdělit podle několika kritérií.

- *Podle způsobu předávání tepelné energie [6]*

- Rekuperační

V rekuperačním výměníku jsou oba proudy pracovní látky odděleny pevnou stěnou, např. trubkový nebo deskový výměník. Výhodou těchto výměníků je, že obě pracovní látky nepřijdou spolu do styku a tudíž nedojde ke znečištění a smísení jedné látky druhou. Nevýhodou je, že se nevyužívají celý tepelný spád.

- Regenerační

V regeneračním výměníku proudí kolem jednoho povrchu střídavě horká nebo studená pracovní látka, nejčastěji plyn (vzduch, spaliny). Při proudění horké pracovní látky akumulují stěny výměníku teplo a přitom se tato látka ochlazuje. Akumulované teplo ve stěně se předává studené látce, jež proudí kolem téhož povrchu.

Výhodou těchto výměníků je, že se lépe využije teplotního spádu hlavně při tzv. protiproudém provedení.

- Kompaktní

U kompaktních výměníků ohřívající i ohřívané médium přicházejí v určitém prostoru a čase do vzájemného styku, ale ve vzniklé směsi spolu vzájemně chemicky

nereagují, takže se mohou od sebe opět oddělit, teplosměnná plocha je tvořena plochou rozhraní obou médií, např. povrchem zrn.

- Směšovací

Ve směšovacím výměníku probíhá sdílení tepla bezprostředně stykem a směřováním horké a studené pracovní látky. Používají se u kotlů pouze ke speciálním účelům, častěji svá uplatnění nacházejí v energetických zařízeních.

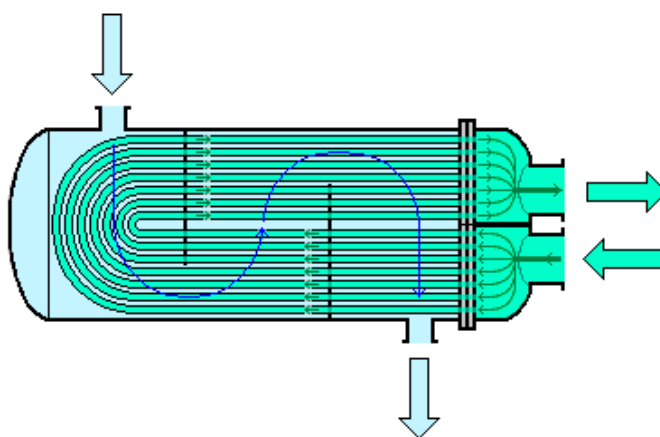
- Z hlediska konstrukčního uspořádání teplosměnných ploch

- a) Trubkové

Jejich teplosměnných elementem jsou hladké nebo žebrované trubky, jejichž osy jsou přímé nebo vhodně tvarované. Průřez trubek je nejčastěji kruhový, může však také být oválný, kosočtverečný a jiný.

Trubkové výměníky mohou být vyrobeny z trubek ve tvaru trubkových hadů, systémem trubka v trubce a trubkového svazku. Trubkový svazek může být vytvořen z přímých trubek, trubek ohnutých do tvaru U, spirálových trubek nebo vinutých trubek [6].

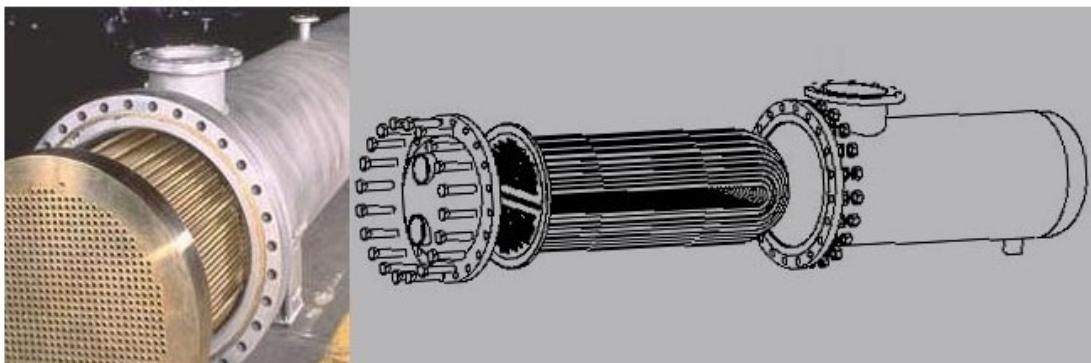
Výhodami trubkových výměníků je např. jejich velký teplotní rozdíl kapalin, vysoký výkon při nízkých parametrech páry nebo možnosti náhlých změn výkonů. Nejčastěji se trubkové výměníky používají pro ohřev teplé vody, ohřev užitkové vody v bytové sféře, chlazení kondenzátu a v oblasti energetiky [7].



Obr. 1: Tok kapalin svazkovým trubkovým výměníkem tepla [8]

Na obr. 1 je znázorněn princip proudění kapalin ve svazkovém trubkovém výměníku. Svazkové trubkové výměníky tepla jsou používány v mnoha oblastech,

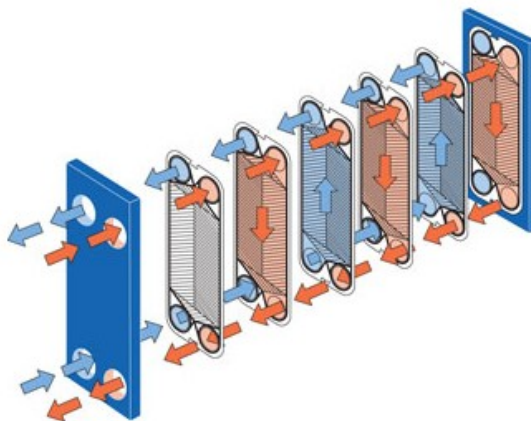
např. v elektrárnách, chemických procesech, rafinériích a tvoří až 70% ze všech výměníků tepla[9,10]. Na obr. 2 je uveden reálný pohled na svazkový deskový výměník tepla složený z nerezových trubek a pláště.



Obr. 2: Svazkový deskový výměník tepla [11]

b) Deskové

Princip všech deskových výměníků (pájených i rozebíratelných) je stejný. Vždy se jedná o sadu desek vylisovaných z různých materiálů, např. z nerezového plechu, které jsou seřazeny do svazku [12]. Profily desek ve výměnících mají různé tvary, např. tvar písmene V. Desky se opakují po dvojicích, které tvoří systém průtočných kanálů (viz. Obr. 3).



Obr. 3: Princip funkce deskového výměníku tepla

Na obr. 3 je znázorněn princip funkce proudění primárního a sekundárního média v deskovém výměníku tepla. Každá deska je obtékána primárním médiem z jedné strany a sekundárním médiem ze strany druhé. Mezi jednotlivými médii dochází přes stěnu (materiál) desky k prostupu tepla [13].

Výhody deskových výměníků tepla jsou jejich malé rozměry, nízká hmotnost, nízké teplotní rozdíly mezi tekutinami a vysoký součinitel přestupu tepla [14].

Z hlediska snadného rozebírání deskových výměníků se dají snadno čistit a jsou proto oblíbené v potravinářských a farmaceutických technologiích. Dále se využívají velice často v chemickém průmyslu pro ohřev a ochlazování [13].

c) Bez teplosměnných ploch

Výměníky bez teplosměnných ploch, jimiž jsou již zmiňované směšovací výměníky[6].

▪ *Podle způsobu přenosu tepla [6]*

a) Konvekční výměník

Teplo se předává pomocí proudění média.

b) Sálavý výměník

Většina tepla se předává sáláním.

c) Kombinovaný výměník

Dochází k přenosu tepla prouděním i sáláním

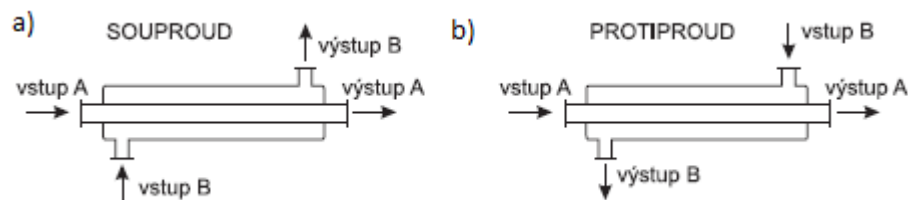
▪ *Podle vzájemného směru a smyslu proudění obou médií [6]*

a) Souproudé

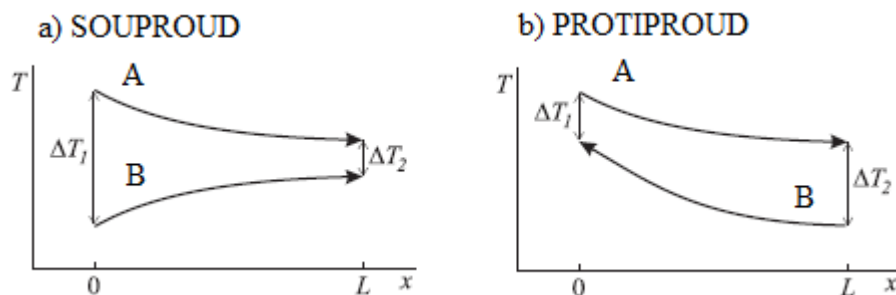
U souproudých výměníků jsou směry proudů ohřívajícího média A a ohříváného média B rovnoběžné a vektory rychlostí mají stejný směr (viz. obr. 4a). Souproudé uspořádání využívá teplotní spád nejhůře. Výstupní teplota ohříváného média B je vždy nižší než výstupní teplota ochlazovaného média A. V souproudém výměníku se teploty proudů od místa vstupu k místu výstupu v obou proudech vzájemně přibližují, jak je patrné na obr. 5a.

b) Protiproudé

U protiproudých výměníků jsou směry rovnoběžné, ale smysl opačný (viz. obr. 4b). V Protiproudém výměníku je v celém rozsahu poměrně malý teplotní spád mezi proudy A a B. Na obr. 5b je vidět, že výměníky tohoto typu umožňují dosažení nejvyšší teploty ohříváného média A nebo nejnižší teploty chlazeného média B.



Obr. 4: Výměníky tepla: a) souproud, b) protiproud [4]



Obr. 5: Rozložení teplot v a) souproudém b) protiproudém výměníku [4]

▪ *Podle kombinace teplonosných médií [6]*

Jak již bylo uvedeno výše, jsou nejčastěji používaná pracovní média v energetice voda, pára, spaliny a vzduch. Zde jsou uvedeny nejčastější kombinace.

- a) Voda – voda
- b) Pára – pára
- c) Pára – voda
- d) Spaliny – voda
- e) Spaliny – pára
- f) Pára - vzduch

2.2 Sdílení tepla

Sdílením tepla se označuje přenos tepelné energie z oblastí o vyšší teplotě do oblastí chladnějších. Rozlišujeme tři základní způsoby přenosu tepla [15]:

- *Vedením* (kondukce) – souvisí s tepelným pohybem a vzájemným energetickým působením molekul, atomů, iontů a elektronů.
- *Prouděním* (konvekci) – je možné pouze v proudícím prostředí.
- *Zářením* (radiace) – uskutečňuje se pomocí elektromagnetického vlnění.

2.2.1 Sdílení tepla vedením

Sdílení tepla vedením (kondukcí) je způsob sdílení tepla v klidové hmotě, tzn. v tuhých látkách dochází ke sdílení tepla pouze vedením. Pokud se jedná o tekutiny, vedení tepla probíhá pouze za jejich naprostého klidu a tento stav je u kapalin a plynů velmi obtížně dosažitelný [16].

Intenzitu vedení tepla lze kvantifikovat Fourierovým zákonem. Podle tohoto zákona je tok tepla \dot{Q} [W] plochou A [m²] kolmou k ose z ve směru osy z úměrný velikosti této plochy, záporné hodnotě derivace teploty podle souřadnice z a tepelné vodivosti látky λ [W.m⁻¹.K⁻¹]. Definiční vztah pro tok tepla \dot{Q} [W] je uveden v rovnici (1).

$$\dot{Q} = -\lambda \frac{dT}{dz} A \quad [W] \quad (1)$$

kde \dot{Q} je tok tepla [W],
 λ - tepelná vodivost [W.m⁻¹.K⁻¹],
 $\frac{dT}{dz}$ - derivace teploty podle souřadnice z [-],
 A - teplosměnná plocha [m²].

Tok tepla na jednotku plochy nazveme intenzita toku tepla, která se pak spočte podle rovnice (2) [4].

$$d\dot{q} = -\lambda \frac{dT}{dz} \quad (2)$$

kde \dot{q} - intenzita toku tepla [W.m⁻²].

Jednosměrné vedení tepla přes jednoduchou a složenou rovinnou stěnu

Ustálený tok tepla vedením přes rovinnou stěnu s tloušťkou δ [m] kolmou na její povrch s plochou A [m²] zobrazený na obr. 6, vypočítáme z rovnice (3) [17].

$$\dot{Q} = \lambda A \frac{t_{wi} - t_{w0}}{\delta} \quad [W] \quad (3)$$

kde λ je tepelná vodivost stěny [W.m⁻¹.K⁻¹],
 A - teplosměnná plocha [m²],
 δ - tloušťka stěny [m],

$t_{wi,0}$ - teploty na stěnách $[^{\circ}C, K]$.

V praxi se často vyskytují stěny složené z několika těsně k sobě přiléhajících vrstev různé tloušťky, zhotovených z materiálů o nestejné tepelné vodivosti [18]. Obecný příklad složené rovinné stěny je uveden na obr. 6. V případě rovinné stěny složené z n vrstev proto platí pro tepelný tok rovnice (4).

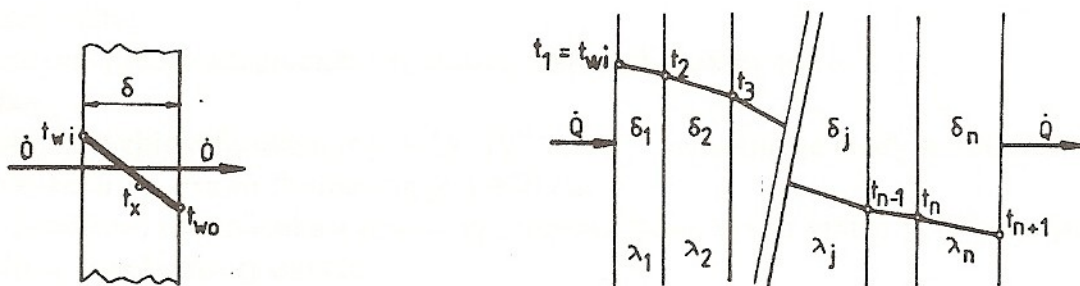
$$\dot{Q} = \frac{t_{wi} - t_n}{\sum_{j=1}^n \frac{\delta_j}{\lambda_j A}} \quad [W] \quad (4)$$

kde $t_{w,n}$ - teploty na stěnách $[^{\circ}C, K]$,

δ_j - tloušťka příslušné stěny $[m]$,

λ_j - tepelná vodivost příslušné stěny $[W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$.

Všechny symboly jsou zřejmé z obr. 6 [17].



Obr. 6: Jednoduchá a složená rovinná stěna

Jednosměrné vedení tepla přes jednoduchou a složenou válcovou stěnu

Pro dutý válec (trubku), který je buď velmi dlouhý, ve srovnání se svým vnějším průměrem, nebo má dokonale izolované podstavy, platí pro tok tepla v radiálním směru, který je nezávislý na vzdálenosti v tomto směru, vztah (5) [18].

$$\dot{Q} = 2\lambda\pi L \frac{t_{wi} - t_{w0}}{\ln \frac{d_2}{d_1}} \quad [W] \quad (5)$$

Kde \dot{Q} je tok tepla $[W]$,

π - Ludolfovo číslo $[-]$

λ - tepelná vodivost stěny $[W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$,

L - délka stěny $[m]$,

$t_{wi,0}$ - teploty plášťů $[^{\circ}C, K]$,

$d_{1,2}$ - průměry plášťů..[m].

Tok tepla složenou válcovou stěnou (obr. 7) vypočítáme podle vztahu (6) [17]. Index j znamená, že veličina přísluší j -té vrstvě, na jejichž hraničních plochách jsou teploty t_{wi} $[^{\circ}C]$ a t_{n+1} $[^{\circ}C]$ [18].

$$\dot{Q} = 2\pi L \frac{t_{wi} - t_{w_0}}{\sum_{j=1}^n \frac{1}{\lambda_j} \ln \left(\frac{d_{j+1}}{d_j} \right)} \quad [W] \quad (6)$$

kde \dot{Q} je tok tepla $[W]$,

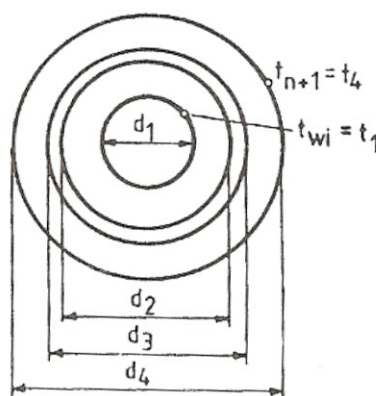
λ_j - tepelná vodivost příslušné stěny $[W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$,

L - délka stěny $[m]$,

$t_{wi,n}$ - teploty plášťů $[^{\circ}C, K]$,

d_j - průměry plášťů..[m].

Význam symbolů ve vztazích (5) a (6) je blíže vysvětlen na obr. 7, který znázorňuje řez válcovou stěnou složenou z třech vrstev [18].



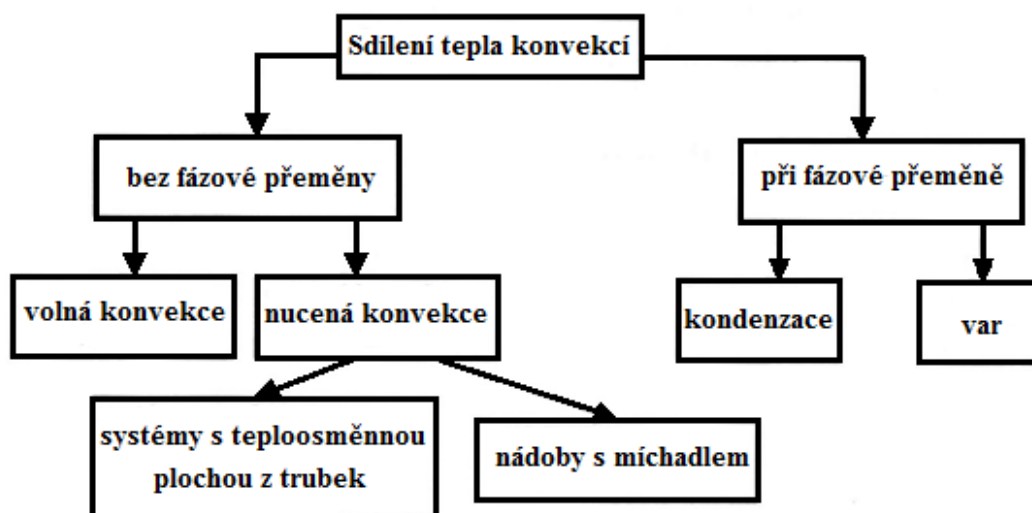
Obr. 7: Řez válcovou stěnou složenou z třech vrstev [17]

2.2.2 Sdílení tepla konvekci

Sdílení tepla konvekci je proces, který úzce souvisí s prouděním tekutiny. Proudící tekutina je složena z elementárních částic, v nichž dochází ke sdílení tepla vedením. Takže konvekce tepla je vždy doprovázena vedením tepla, která se nejintenzivněji projevuje v mezní vrstvě.

U proudící tekutiny by se tedy mělo vždy hovořit o kombinovaném konvekčně – kondukčním sdílení tepla. V praxi se však tento pojem běžně neužívá a mluví se o konvekčním sdílení tepla [16].

Na obr. 8 je znázorněna vzájemná souvislost mezi různými případy prostupu tepla [18].



Obr. 8: Případy sdílení tepla konvekcí

V praxi rozlišujeme dva typy sdílené tepla konvekcí:

Volná (přirozená) konvekce vzniká jako důsledek nerovnoměrného rozdělení hmotnostních sil v tekutině. Nejčastějším typem je přirozené prodění, vyvolané působením gravitačního pole na nerovnoměrně prohřátou tekutinu.

Nucená konvekce je způsobena pohybem tekutiny, který je zapříčiněný povrchovými silami. Mezi povrchové síly se řadí síly tlakové a síly třecí. Mohou být vyvolány ventilátorem, míchadlem, čerpadlem, tahem komína, apod. [16].

V proudících tekutinách se vedle sdílení tepla vedením uplatňuje současně také sdílení tepla proděním. Každý element tekutiny obsahuje určité množství entalpie, které je rovno součinu jeho hmotnosti m [kg] a měrné entalpie h [J.kg⁻¹]. Pokud se element pohybuje, pohybuje se s ním také entalpie, kterou obsahuje. Tok entalpie \dot{H} [J.s⁻¹] je pak vyjádřen rovnicí (7).

$$\dot{H} = \dot{m}h \quad [J \cdot s^{-1}] \quad (7)$$

kde \dot{H} je tok entalpie $[J \cdot s^{-1}]$,
 \dot{m} - hmotnostní tok $[kg \cdot s^{-1}]$,
 h - měrná entalpie $[J \cdot kg^{-1}]$.

Tok entalpie prouděním jednotkou plochy \dot{h} označíme jako intenzitu toku entalpie prouděním, která se vypočte podle rovnice (8).

$$\dot{h} = v\rho h \quad [J \cdot m^{-2} \cdot s^{-1}] \quad (8)$$

kde \dot{h} je intenzita toku entalpie $[J \cdot m^{-2} \cdot s^{-1}]$,
 v - rychlost proudění $[m \cdot s^{-1}]$,
 ρ - hustota kapaliny $[kg \cdot m^{-3}]$.

Intenzita toku entalpie, stejně jako intenzita toku hmotnosti a rychlost proudění jsou obecně vektory [4].

V praxi tepelných procesů je jednou z nejdůležitějších otázek „Jaké množství tepla se vyměňuje mezi proudící tekutinou a pevnou stěnou, kolem které se tekutina pohybuje“. Tento jev se nazývá přestup tepla. Pomocí tzv. Newtonova ochlazovacího zákona [4] definujeme významnou praktickou veličinu – součinitel přestupu tepla α $[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$. Součinitel přestupu tepla je definovaný podle rovnice (9).

$$\dot{q} = \alpha(\langle T \rangle - T_w) \quad [W \cdot m^{-2}] \quad (9)$$

Kde \dot{q} je intenzita toku tepla jednotkou plochy $[W \cdot m^{-2}]$,
 α - součinitel přestupu tepla $[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$,
 $\langle T \rangle$ - teplota v jádře tekutiny $[^{\circ}C, K]$,
 T_w - teplota povrchu stěny $[^{\circ}C, K]$.

Teplota v jádře tekutiny je většinou definovaná jako střední teplota tekutiny přes průtočný průřez. Newtonův ochlazovací zákon vystihuje základní kvalitativní rys přestupu tepla, že tok tepla roste s hnací silou $(\langle T \rangle - T_w)$ $[^{\circ}C, K]$, v prvním přiblížení přímo úměrně. Sám o sobě tento zákon nic neřeší, ale formuluje úlohu popisu přestupu tepla jako úlohu nalezení hodnoty součinitele přestupu tepla α . Celkový tepelný tok je pak definován rovnicí (10) [4].

$$\dot{Q} = \alpha(\langle T \rangle - T_w)S \quad [W] \quad (10)$$

kde \dot{Q} je tok tepla $[W]$,
 S - povrch desky $[m^2]$,
 ΔT - hnací (hybná) síla $[^\circ C, K]$,

Složené sdílení tepla rovinnou stěnou

U složeného sdílení tepla jsou v podstatě možné téměř všechny sériové i paralelní kombinace sdílení tepla. Nejčastěji jsou procesy sdílení tepla řazeny za sebou tedy sériově [18].

Mějme tekutiny A a B oddělené tuhovou stěnou, která může být složena z několika vrstev o různých tloušťkách a tepelných vodivostech (viz. Obr. 9). Pro tok tepla touto složenou rovinnou stěnou platí vztah (11).

$$\dot{Q} = \frac{\Delta T}{\frac{1}{\alpha_A S} + \sum \frac{\delta_j}{\lambda_j S} + \frac{1}{\alpha_B S}} \quad [W] \quad (11)$$

kde \dot{Q} je tok tepla $[W]$,
 ΔT - hnací (hybná) síla $[^\circ C, K]$,
 $\alpha_{A,B}$ - koeficient přestupu tepla $[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$,
 S - povrch desky $[m^2]$,
 δ_j - tloušťka příslušné stěny $[m]$,
 λ_j je tepelná vodivost příslušné stěny $[W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$.

Rovnice (12) definuje koeficient prostupu tepla $k [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$ vztažený na jednotku plochy.

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_A} + \sum \frac{\delta_j}{\lambda_j} + \frac{1}{\alpha_B}} \quad [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}] \quad (12)$$

kde k je koeficient prostupu tepla $[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$.

Celkový tok tepla lze tedy vyjádřit jakou součin součinitele prostupu tepla $k [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$, hnací síly $\Delta T [^\circ C, K]$ (celkového rozdílu teplot) a teplosměnné plochy $S [m^2]$ (viz. rovnice (13)) [4].

$$\dot{Q} = k\Delta TS \quad [W] \quad (13)$$

Složené sdílení tepla válcovou stěnou [4]

Pro tok tepla složenou válcovou stěnou platí rovnice (14).

$$\dot{Q} = \frac{\Delta T}{\frac{1}{\alpha_A 2\pi r_A L} + \sum \frac{1}{\lambda_j 2\pi L} \ln \frac{r_{j+1}}{r_j} + \frac{1}{\alpha_B 2\pi r_B L}} \quad [W] \quad (14)$$

kde \dot{Q} je tok tepla $[W]$,
 ΔT - hnací (hybná) síla $[^{\circ}C, K]$,
 $\alpha_{A,B}$ - koeficient přestupu tepla $[W.m^{-2}.K^{-1}]$,
 r_j - poloměr dané vrstvy $[m]$,
 L - délka trubky $[m]$,
 λ_j je tepelná vodivost příslušné stěny $[W.m^{-1}.K^{-1}]$.

Poloměr r_A vždy odpovídá fázovému rozhraní mezi stěnou a tekutinou A, analogicky r_B pro tekutinu B (viz. Obr. 9b).

Rovnice (15) definuje koeficient prostupu tepla $k_L [W.m^{-1}.K^{-1}]$ vztažený na jednotku délky.

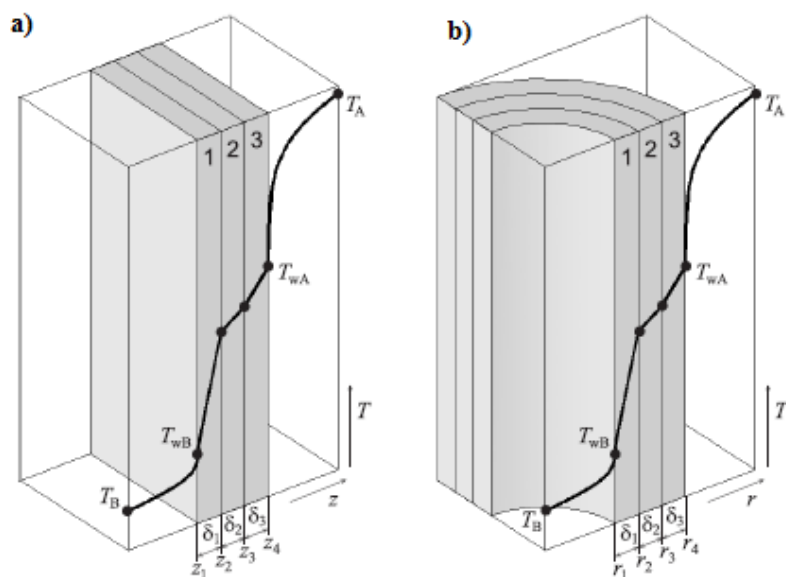
$$k_L = \frac{2\pi}{\frac{1}{\alpha_A r_A} + \sum \frac{1}{\lambda_j} \ln \frac{r_{j+1}}{r_j} + \frac{1}{\alpha_B r_B}} \quad [W.m^{-1}.K^{-1}] \quad (15)$$

kde k_L je koeficient prostupu tepla $[W.m^{-1}.K^{-1}]$.

Celkový tok tepla lze tedy vyjádřit jako součin délkového součinitele prostupu tepla $k_L [W.m^{-1}.K^{-1}]$, hnací síly $\Delta T [^{\circ}C, K]$ a teplosměnné délky $L [m]$ (viz. rovnice (16)).

$$\dot{Q} = k_L \Delta T L \quad [W] \quad (16)$$

Ve válcové geometrii se dává přednost délkovému součiniteli přestupu tepla před plošným, neboť válcové plochy rostou se vzdáleností od středu a není jasné, vzhledem ke které ploše bychom museli plošný koeficient definovat. Význam symbolů ve vztazích (11) a (14) je blíže vysvětlen na obr. 9.



Obr. 9: Prostup tepla a) rovinnou stěnou, b) válcovou

2.2.3 Kritéria podobnosti pro tepelné procesy

Fyzikální děje, které jsou matematicky popsány rovnicemi stejného tvaru a obsahu a mají stejná tzv. *kritéria podobnosti*, označujeme jako děje podobné. Kritéria podobnosti jsou bezrozměrné výrazy, charakterizující podobnost geometrickou, hydrodynamickou a termokinetickou.

Geometrická podobnost je tvořena poměrem charakteristických rozměrů pro teplosměnnou plochu, hydrodynamická podobnost vyjadřuje podobnost volného a nuceného proudění tekutiny [16].

Kritéria podobnosti se využívají při měření na laboratorních modelech, kdy se výsledky naměřené na těchto modelech převádějí do tzv. kritériálních rovnic. Tyto rovnice se pak užívají při řešení přenosu tepla konvekci.

V praxi se používá několik kritérií podobnosti. V následujícím textu jsou uvedeny základní výpočtové vztahy kritérií pro tepelné procesy.

Pécletovo kritérium podobnosti je podíl charakteristické hodnoty toku tepla prouděním a toku tepla vedením. Je to podíl významu konvekce a kondukce v tepelných procesech vyjádřený rovnicí (18).

$$Pe = \frac{lv\rho c_p}{\lambda} \quad [-] \quad (18)$$

kde	Pe	je	Pécletovo kritérium $[-]$,
	l	-	charakteristická délka $[m]$,
	v	-	charakteristická rychlost proudění $[m \cdot s^{-1}]$,
	ρ	-	hustota $[kg \cdot m^{-3}]$,
	c_p	-	měrná tepelná kapacita $[J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$,
	λ	-	tepelná vodivost $[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$.

Nusseltovo kritérium podobnosti představuje podíl charakteristické hodnoty toku tepla přestupem a charakteristické hodnoty toku tepla v hypotetickém nehybném prostředí, ve kterém by docházelo ke sdílení tepla pouze vedením. Základní vztah pro jeho výpočet je uveden v rovnici (19).

$$Nu = \frac{\alpha l}{\lambda} \quad [-] \quad (19)$$

Kde	Nu	je	Nusseltovo kritérium $[-]$,
	α	-	koeficient přestupu tepla $[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$.

Je-li hodnota např. $Nu = 10$, přestup tepla prouděním a vedením je deset krát intenzivnější, než sdílení tepla vedením.

Pokud jsou pro dva či více systémů všechna kritéria podobnosti stejná, všechny tyto systémy jsou popsány stejnými bezrozměrnými rovnicemi (se stejnými koeficienty) a v případě, že rovněž bezrozměrné geometrie a okrajové podmínky jsou stejné, řešení v bezrozměrovém tvaru jsou pro všechny tyto systémy stejná [4].

Reynoldsovo kritérium podobnosti představuje poměr setrvačných sil $F_s [N]$ a třecích sil $F_t [N]$. Tyto síly mají vliv především na proudění skutečné tekutiny. Vztah pro jeho výpočet je vyjádřený rovnicí (20).

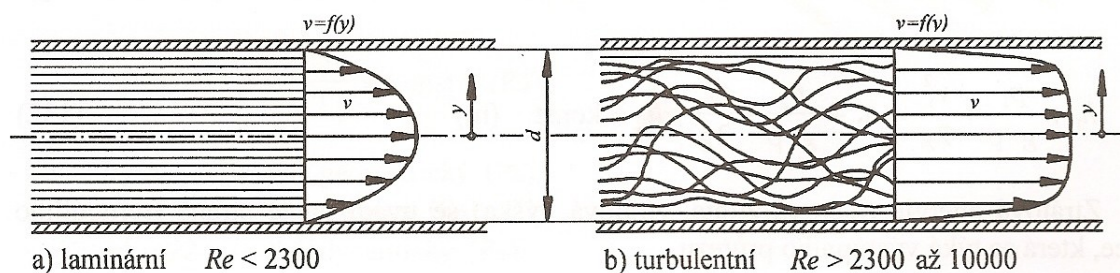
$$Re = \frac{F_s}{F_t} \Rightarrow Re = \frac{v d_{ek} \rho}{\eta} \quad [-] \quad (20)$$

kde	Re	je	Reynoldsovo kritérium $[-]$,
	d_{ek}	-	ekvivalentní průměr $[m]$,
	η	-	dynamická viskozita tekutiny $[Pa \cdot s]$.

Reynoldsovo kritérium má určující význam pro stanovení základních druhů proudění. Obecně rozeznáváme proudění *laminární* a proudění *turbulentní*.

Laminární proudění je charakterizováno tím, že nekonečně tenké vrstvy tekutiny kloužou jedna po druhé, takže se pohybují po vrstvách, tedy laminárně (obr. 10a).

Turbulentní proudění je charakterizováno tím, že částice skutečné tekutiny neustále přecházejí z jedné vrstvy do druhé, přičemž ještě vykonávají chaotický kmitavý pohyb okolo osy svého hlavního pohybu (obr. 10b).



Obr. 10: Charakter proudění a rychlostní profil při proudění: a) laminární b) turbulentní

Přechod mezi laminárním a turbulentním prouděním nastává při kritické hodnotě Reynoldsova kritéria, která se označuje Re_{kr} . Hodnota Re_{kr} se pohybuje v jistém rozmezí. Pro kruhové potrubí je toto rozmezí $Re_{kr} = 2300$ až 10 000. Uvedené rozmezí se nazývá *přechodová oblast* [16].

Reynoldsovo kritérium má význam v průtočných systémech, ve kterých je proudění nucené např. rozdílem tlaku, výškou nebo čerpadlem či dmychadlem. K přestupu tepla dochází i v systémech, které jsou celkově neprůtočné a nedochází v nich k nucenému proudění. Například v uzavřené místnosti, vytápěné topnými tělesy “radiátory“, dochází k proudění vzduchu tak, že se vzduch v blízkosti radiátorů ohřívá, jeho hustota klesá a v gravitačním poli stoupá, protože je vytlačován studenějším vzduchem dále od radiátorů. Dochází k tzv. přirozenému proudění (volné konvekci).

Reynoldsovo kritérium je podobné Pécletovu kritériu, jak je vidět v rovnici (21).

$$Re = \frac{vl}{\nu} \quad [-], \quad Pe = \frac{vl}{\alpha} \quad [-] \quad (21)$$

Tyto dvě kritéria se liší pouze ve jmenovateli – v Re je to kinematická viskozita ν [m^2s^{-1}] a v Pe je to teplotní vodivosti α [m^2s^{-1}]. Zmíněné veličiny mají stejnou jednotku a jejich poměr je tzv. Prandtlovo kritérium podobnosti.

$$Pr = \frac{c_p \eta}{\lambda} \quad [-] \quad (22)$$

kde Pr je Prandtlovo kritérium $[-]$.

Prandtlovo kritérium je látkovou vlastností a určuje podobnost mezi sdílením hybnosti a tepla. Péceletovo kritérium lze potom nahradit pomocí Reynoldsova a Prandtlova kritéria podle rovnice (22).

$$Pe = RePr \quad [-] \quad (22)$$

Nuseltovo kritérium je závislé na ostatních kritériích, neboť je definováno podle Newtonova ochlazovacího zákona, který je definiční rovnicí pro koeficient přestupu tepla α $[W.m^{-2}.K^{-1}]$. Pomocí teoretických představ a empirických poznatků pak můžeme vyjádřit Nusseltovo kritérium při nuceném proudění pomocí rovnice (23).

$$Nu = Nu(Re, Pr) = CRe^m Pr^n \quad [-] \quad (23)$$

kde C, m, n jsou empirické konstanty pro daný přenos tepla a proudění $[-]$.

Grashofovo kritérium vyjadřuje poměr sil vztakových, setrvačných a třecích a je určujícím kritériem pro volné proudění. Je-li malé, přirozené proudění není významné a naopak. Vztah pro jeho výpočet je vyjádřen rovnicí (24).

$$Gr = \frac{g l^3}{\nu} \beta \Delta T \quad [-] \quad (24)$$

kde Gr je Grashofovo kritérium $[-]$,

β - součinitel objemové roztažnosti $[K^{-1}]$,

ΔT - rozdíl teplot podél délky l $[K]$,

g - tíhové zrychlení $[m.s^{-2}]$.

Pro popis sdílení tepla přirozeným prouděním je vhodný empirický vztah (25).

$$Nu = Nu(Gr, Pr) \quad [-] \quad (25)$$

Pokud dochází současně k nucenému i přirozenému proudění, používáme vztah (26).

$$Nu = Nu(Re, Gr, Pr) \quad [-] \quad (26)$$

Reynoldsovo kritérium popisuje nucené proudění, Grashoffovo kritérium popisuje přirozené proudění a Prandtlovo kritérium určuje látkové vlastnosti tekutiny [4].

2.2.4 Přestup tepla při varu a kondenzaci [4]

Uvede-li se do styku nasycená pára s chladným povrchem, bude přecházet do kapalného skupenství čili kondenzovat. Pára se nejdříve musí dostat na povrch, na kterém zkondenzuje. Tento krok je velmi rychlý, neboť při kondenzaci páry dochází k velkému úbytku objemu (v případě čisté syté páry se objem zmenší přibližně tisíckrát) a pára je k povrchu “přisávána“ vzniklým podtlakem. Při kondenzaci se na teplosměnné ploše vytváří kapalný kondenzát, který je nutno odvádět. V případě, kdy se stěna kondenzátem smáčí, kondenzát odtéká ve formě filmu a jeho tloušťka je nejdůležitějším faktorem při přestupu tepla kondenzací. Jedná se o tzv. filmovou kondenzaci. Pokud se stěna kondenzátem nesmáčí, jedná se o tzv. kapkovou kondenzaci.

Podobně jako při kondenzaci je také při varu sdílení tepla provázeno tvorbou nové fáze. Hustota páry vznikající při varu kapaliny je většinou řádově menší, než hustota kapaliny. Pára vytváří tzv. **bublinový var**, který v gravitačním poli stoupá nahoru. Rovněž směs kapaliny a bublin páry má menší průměrnou hustotu než kapalina. Tedy směs kapaliny a páry v místě nejintenzivnějšího varu má tendenci stoupat nahoru, zatímco v místech bez varu nebo s menší intenzitou varu klesat dolů. Jedná se o analogii přirozeného proudění v systémech bez fázové přeměny, kde se hustota mění s teplotou. Relativní změny hustoty při fázové přeměně jsou ovšem výrazně větší. Toho se využívá ve vařácích, kde se vhodnou geometrií dosahuje intenzivního promíchávání vroucí kapaliny a tím zvětšení součinitele přestupu tepla. Toho lze také dosáhnout nuceným prouděním, např. mícháním nebo cirkulací pomocí čerpadla. Při vysokém rozdílu mezi teplotou kapaliny a teplotou stěny se mohou bubliny spojit v souvislou vrstvu páry a vzniká tzv. **blánový var**. Tento jev je nežádoucí, neboť způsobuje pokles koeficientu přestupu tepla.

2.3 Výpočet parametrů výměníku tepla [19]

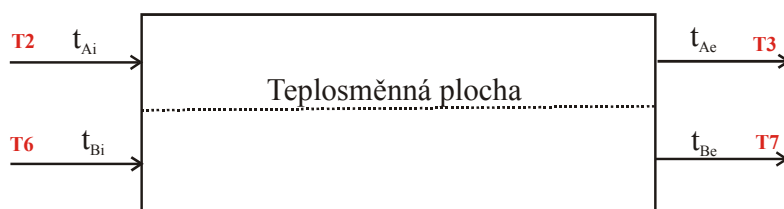
Výpočet parametrů výměníku tepla se skládá z řešení tepelné bilance výměníku tepla a rychlostních rovnic přechodu tepla pro různé uspořádání výměníku. Cílem výpočtu je obvykle stanovení koeficientu přestupu tepla a koeficientu přestupu tepla.

Je-li výměník tepla v ustáleném stavu, a koeficient prostupu tepla k [$W.m^{-2}.K^{-1}$] konstantní platí pro tok tepla \dot{Q} [W] z teplejší do studenější tekutiny rovnice (27).

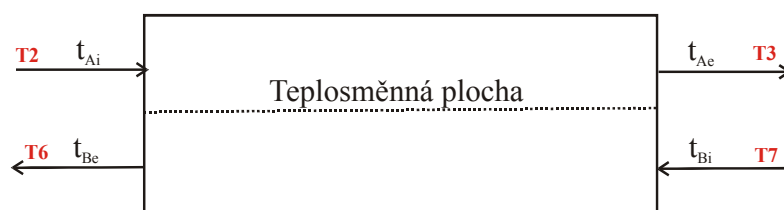
$$\dot{Q} = kA\Delta t_{1s} \quad [W] \quad (27)$$

kde \dot{Q} je tok tepla $[W]$,
 k - koeficient prostupu tepla $[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$,
 A - velikost teplosměnné plochy $[m^2]$,
 Δt_{1s} - logaritmický střed rozdílů teplot $[K]$.

Tvar vztahu pro výpočet logaritmického středu rozdílů teplot Δt_{1s} závisí na uspořádání toků tekutin ve výměníku (souproud/protiproud). Ta jsou schematicky znázorněna na obr. 11 pro souproud a na obr. 12 pro protiproud, kde dolní indexy i a e u teplot proudů značí vstup a výstup tekutiny.



Obr. 11: Schéma souproudu



Obr. 12: Schéma protiproudu

Vzorec pro výpočet středního logaritmického spádu je uveden v rovnici (28).

$$\Delta t_{1s} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} \quad [K] \quad (28)$$

kde pro souproud platí rovnice (29)

$$\Delta t_1 = t_{Ai} - t_{Bi} \quad [K] \quad \Delta t_2 = t_{Ae} - t_{Be} \quad [K] \quad (29)$$

a pro protiproud rovnice (30)

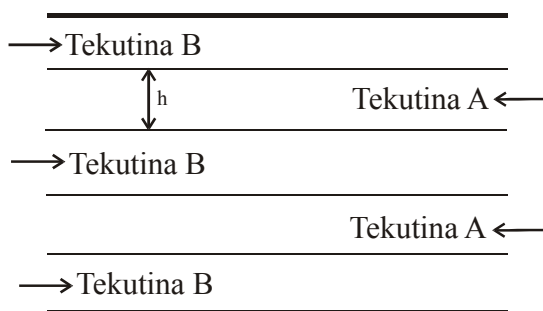
$$\Delta t_1 = t_{Ai} - t_{Be} \quad [K] \quad \Delta t_2 = t_{Ae} - t_{Bi} \quad [K] \quad (30)$$

Pro koeficient prostupu tepla v jednoduchém deskovém výměníku, kde jsou tekutiny od sebe odděleny v podstatě rovinnými deskami, platí vztah (31).

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_A} + \frac{\delta}{\lambda_w} + \frac{1}{\alpha_B}} \quad [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}] \quad (31)$$

kde $\alpha_{A,B}$ je koeficient přestupu tepla kapaliny A a B $[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$,
 δ - tloušťka stěny (desky) $[m]$,
 λ_w - tepelná vodivost materiálu (desky) $[W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$.

U deskových výměníků je průtočný průřez pro obě tekutiny rozdělen na tzv. kanály, což jsou štěrby obdélníkového průřezu. Jak je vidět z obr. 13, může být kanálů pro jednu z tekutin o jeden více než pro druhou. Veličina označená v obr. 3 symbolem h $[m]$ je střední vzdálenost mezi deskami a nazývá se hloubka kanálu. Desky označené silnou čarou tvoří vnější plášť výměníku a nejsou součástí teplosměnné plochy. Desky označené tenkou čarou jsou částí teplosměnné plochy, jejich rozměr kolmý k rovině obrázku a ke směru toku tekutiny (na obr. 13 není vidět) se nazývá šířka kanálu a je označena b .



Obr. 13: Schéma deskového výměníku

Koeficienty přestupu tepla α_A a α_B , které se vyskytují v rovnici (31), lze pro deskový výměník vypočítat z přibližného empirického vztahu (19).

Rychlost proudění kapaliny v kanále v deskovém výměníku se počítá ze vztahu (32).

$$v = \frac{\dot{V}}{n_C h_{kan} b} \quad [m \cdot s^{-1}] \quad (32)$$

kde v je rychlost proudění kapaliny $[m \cdot s^{-1}]$,
 \dot{V} - objemový průtok kapaliny $[m^3 \cdot s^{-1}]$,
 n_C - počet kanálů výměníku pro tekutinu C, kde C je A nebo B $[-]$,
 h_{kan} - hloubka kanálu $[m]$,
 b - šířka kanálu $[m]$.

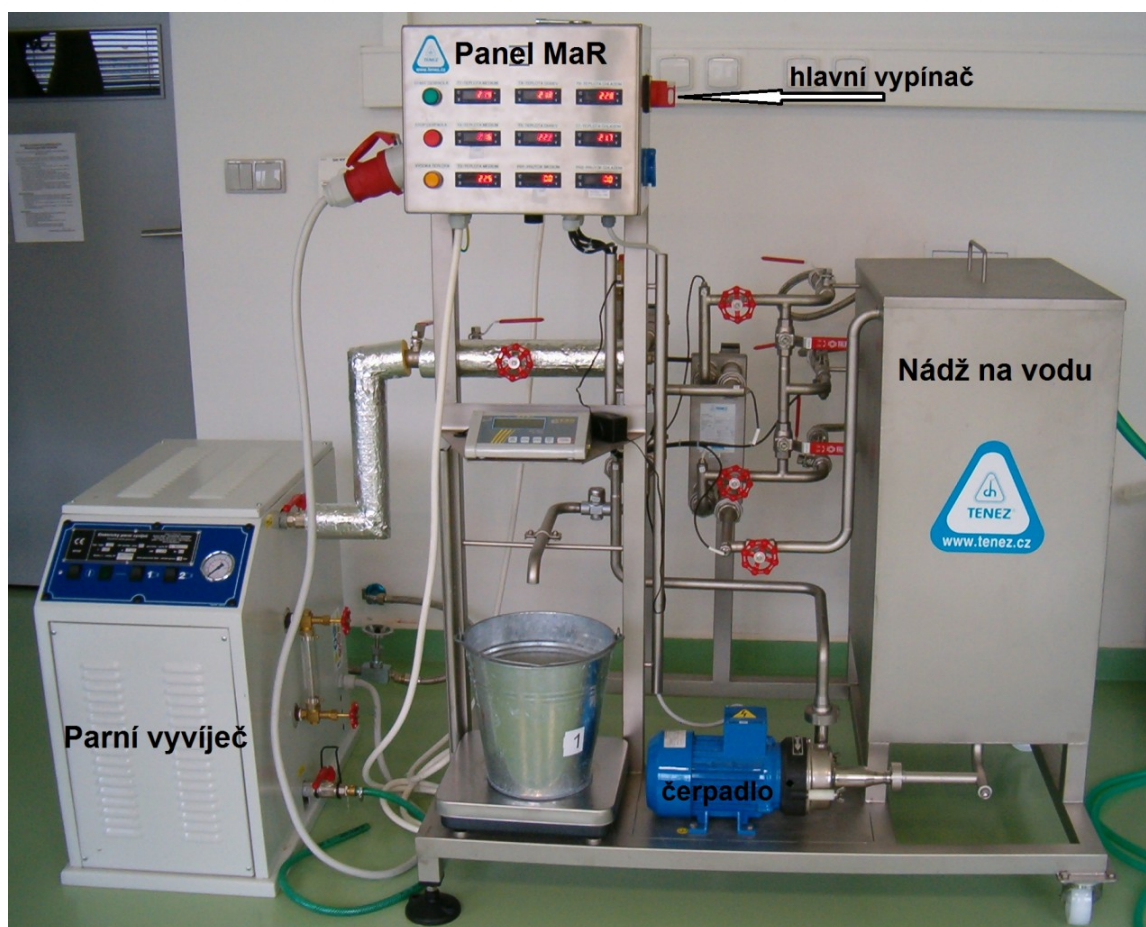
3 EXPERIMENTÁLNÍ ČÁST

Veškerá experimentální měření této diplomové práce byla provedena na laboratorním zařízení pro měření sdílení tepla dodané a sestavené firmou **TENEZ** a na níž budou dále pracovat studenti v laboratořích z předmětu procesního inženýrství.

Pro podmínky laboratorního cvičení z předmětu Procesní inženýrství byla všechna měření upravena a optimalizována, tak aby se časově vešla do rozsahu dvou až tří vyučovacích hodin.

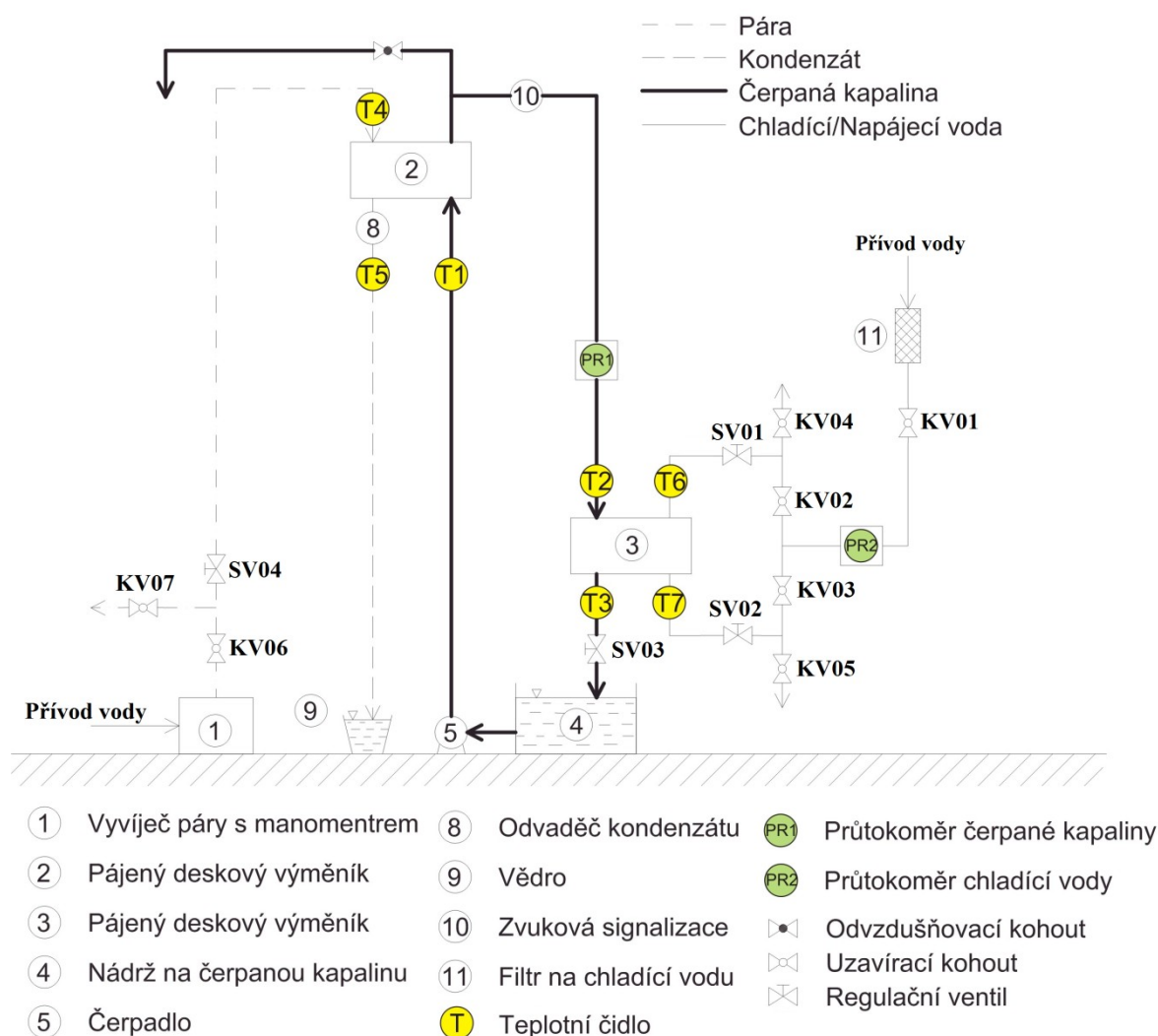
3.1 Popis laboratorního zařízení

Laboratorního zařízení a jeho schéma je uvedeno na obr. 14 a 15. Hlavními částmi laboratorního zařízení je elektrický parní vyvíječ, dva svařované deskové výměníky tepla, nádrž na vodu, čerpadlo vody a měřicí a řídicí panel MaR. Dále laboratorní zařízení obsahuje armatury, čidla, spojovací materiály (trubky) a rám.



Obr. 14: Zařízení pro měření sdílení tepla

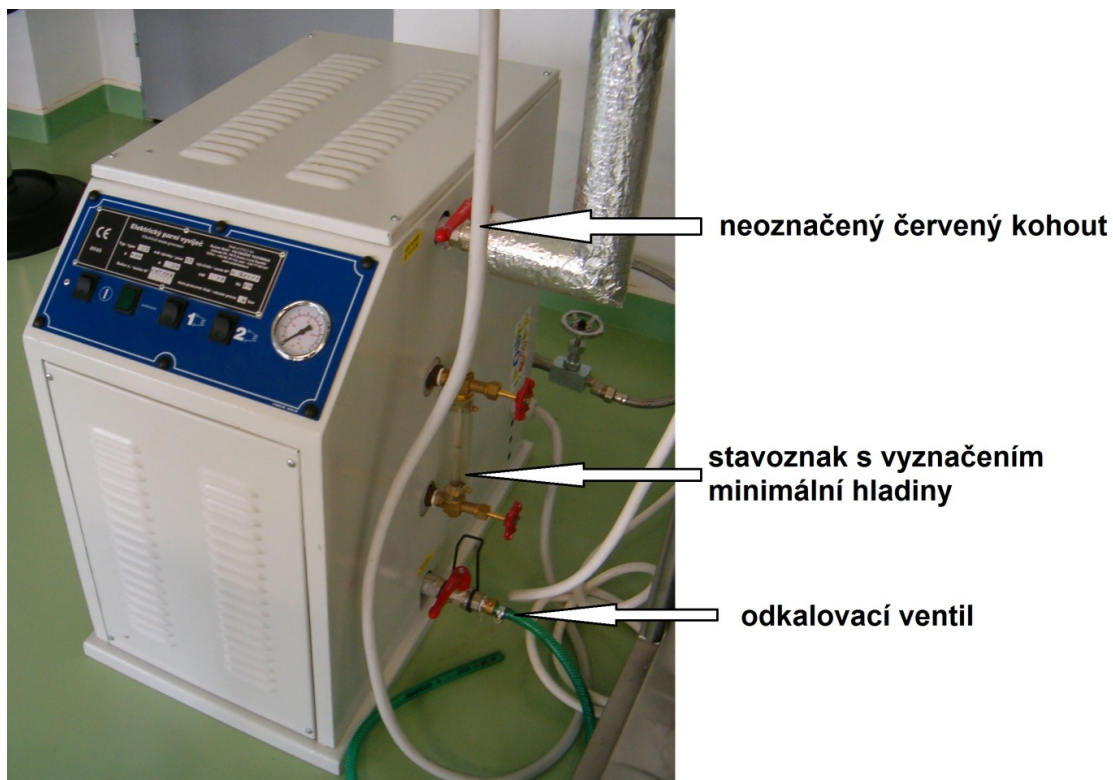
Z obr. 15 vyplývá, že ze zásobní nádrže (4) o objemu 180l se přes odstředivé čerpadlo (5) čerpá voda při teplotě T1 do svařovaného deskového výměníku (2). Zde se pomocí páry o teplotě T4 ohřívá na teplotu T2. Následně je voda zavedena do druhého výměníku (3), kde dochází k ochlazení pomocí chladicí vody z vodovodního řádu o teplotě T6 (T7) a vrací se zpět do nádrže při teplotě T3. Pára se získává v parním vyvíječi (1). Kondenzát o teplotě T5 je shromažďován v kbelíku a jeho množství se určuje vážením na digitální váze. Chlazení je zajištěno pomocí vody z vodovodního řádu a rozřazeno tak, aby mohl být výměník měřen na souprout (teplota T6) i protiproud (teplota T7).



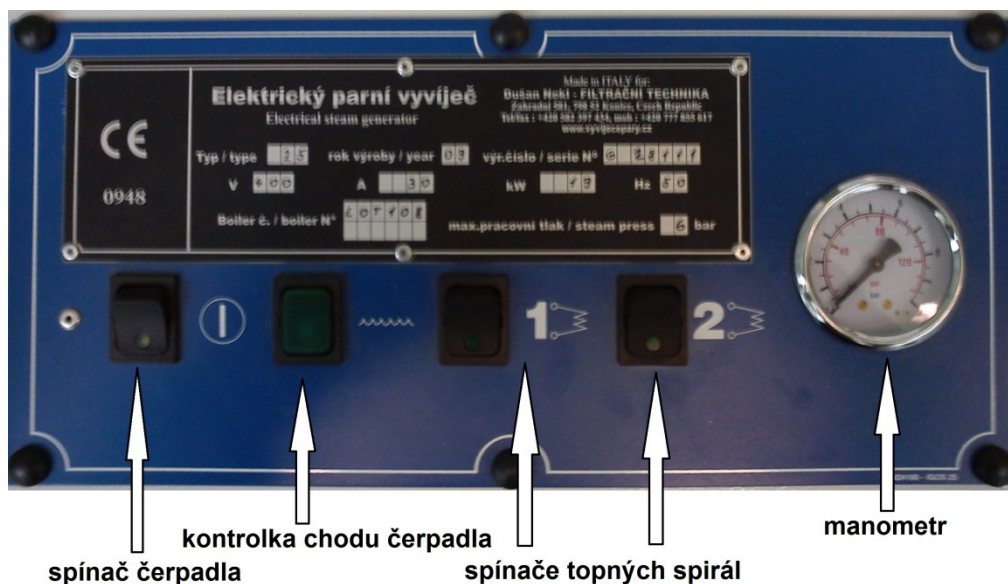
Obr. 15: Schéma aparatury

Parní vyvíječ

Na obr. 16 je zobrazen parní vyvíječ a popis jeho částí. Jde o malý parní zdroj BM 25 o obsahu 25 litrů, který je schopen vytvořit páru až do tlaku 6 barů.



Obr. 16: Parní vyvíječ



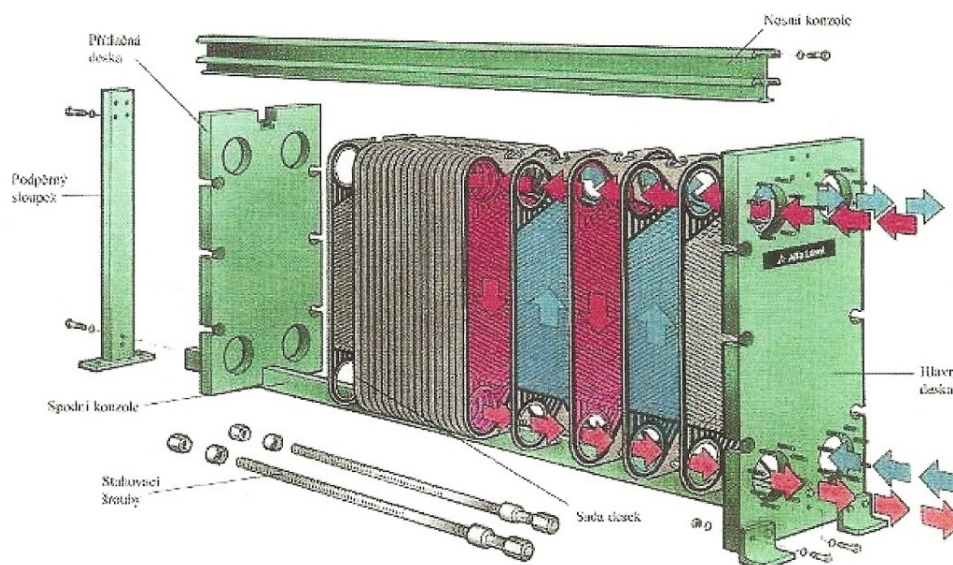
Obr. 17: Ovládací prvky parního vyvíječe

Na Obr. 17 jsou znázorněny ovládací prvky parního vyvíječe. Manometr nám umožňuje kontrolovat tlak páry v kotli. Spínač čerpadla, kontrolka chodu čerpadla a spínače

topných spirál jsou umístěny na horním ovládacím panelu. Spínač čerpadla a spínače topných spirál obsahují kontrolku zapnutí, která se při zapnutí daného spínače rozsvítí.

Svařovaný deskový výměník

Laboratorní zařízení pro sdílení tepla obsahuje dva svařované deskové výměníky tepla. Na obr. 15 jsou označeny ② a ③. V prvním ② výměníku probíhá ohřev čerpané kapaliny pomocí páry, která poté zkondenzuje. Ve druhém ③ výměníku se chladí čerpaná kapalina z prvního výměníku chladicí vodou z vodovodního řádu. Každý výměník má 12 desek, 11 kanálů (5 na straně primáru a 6 na straně sekundáru).



Obr. 18: Složení deskového výměníku

Na obr. 18 je uveden rozložený deskový výměník. Z obrázku je patrné, jak proudí chladnější kapalina (modré označení proudu) a teplejší kapalina (červené označení proudu) mezi deskami výměníku. Na obr. 19 je reálný pohled na oba výměníky umístěné ve stanici sdílení tepla.



Obr. 19: Výměníky tepla SDV01 a SDV02

V tabulce jsou uvedeny veškeré parametry deskového výměníku, které jsou potřeba pro bilanční výpočty výměníku tepla.

Tabulka 1: Parametry deskového výměníku SDV02

Veličina	Symbol	Hodnota
Velikost celkové teplosměnné plochy	A	0,253 m ²
Hloubka kanálu	$h_{kan.}$	4,3 mm
Šířka kanálu	b	106,8 mm
Tloušťka desky	δ	0,60 mm
Tepelná vodivost materiálu desky (AISI 316L)	λ_w	16,2 W m ⁻¹ K ⁻¹
Počet kanálů na straně chladicí vody	n_B	6
Počet kanálů na straně čerpané kapaliny	n_A	5

Panel měření a regulace MaR

Na obr. 20 je zobrazen panel měření a regulace MaR. Panel je vybaven hlavním vypínačem celého zařízení, zásuvkou 400V pro napájení vyvíječe páry, tlačítka start a stop čerpadla, světelnou a zvukovou signalizací vysoké teploty. Dále je panel vybaven displeji pro jednotlivá teplotní čidla a průtokoměry.

Pomocí panelu můžeme sledovat požadované množství průtoků média PR1 a chladicí vody PR2. Dále můžeme sledovat teploty média T1, T2, T3, teploty ohřevu T4, T5 a teploty chlazení T6, T7. Teplota média T1 je teplota na vstupu do výměníku ②, teplota T2 na vstupu do výměníku ③ a teplota T3 na výstupu z výměníku ③. Teplota ohřevu T4 je teplota páry na vstupu do výměníku ② a teplota T5 kondenzátu na výstupu z výměníku ②. Teplota

chlazení T6 je na vstupu (výstupu) a teplota T7 na výstupu (vstupu) do výměníku ③ pro souproudé (protiproudé) uspořádání.



Obr. 20: Panel MaR

3.2 Příprava aparatury a postup měření

Před každým použitím zařízení byla provedena **vizuální kontrolu** bezzávadnosti jednotlivých komponentů (mechanické poškození, těsnost, atd.).

Zařízení bylo uvedeno do provozu **hlavním vypínačem** umístěným na pravém boku panelu MaR (viz obr. 14).

3.2.1 Uvedení parního vyvíječe do provozu.

Parní vyvíječ byl uveden do provozu otevřením kohoutu pro napájení vody z vodovodního řádu, aby mohla voda trvale přitékat do vyvíječe a mohla se tvořit pára. Následně byl zapnut hlavní vypínač na levé straně vyvíječe, spínač čerpadla ①, většinou se dopustila voda (kontrola na stavoznaku, (viz. obr. 16) a topné spirály 1, 2. V boileru vyvíječe začal růst tlak (kontrola na manometru).

Po dosažení provozního tlaku 6 bar (10 – 15 minut) byl vyvíječ připraven k provozu a vzniklá pára o teplotě T4 mohla začít proudit do prvního deskového výměníku.

3.2.2 Nastavení uspořádání souproud/protiproud

V prvním deskovém výměníku ② je trvale nastaveno protiproudé uspořádání (viz. obr. 15). V druhém deskovém výměníku, kde dochází k ochlazování média o teplotě T2 chladicí vodou (souproud teplota T6, protiproud teplota T7), lze nastavit souproudé nebo protiproudé uspořádání.

Souproudé a protiproudé uspořádání lze nastavit pomocí kohoutů a ventilů na aparatuře. Pro *souproud* byly kohouty KV02, KV05 a ventil SV02 otevřeny, kohouty KV04 a KV03 uzavřeny. Průtok chladicí vody PR2 byl regulován ventilem SV01. Pro *protiproud* byly kohouty KV04, KV03 a ventil SV01 otevřeny, kohouty KV02 a KV05 uzavřeny. Průtok chladicí vody PR2 byl regulován ventilem SV02.

3.2.3 Spuštění chladicího okruhu

Chladicí voda z vodovodního řádu proudí při teplotě T6 pro souproudé uspořádání (T7 pro protiproudé uspořádání) do aparatury po otevření stříbrného roháčku na zdi a následným otevřením kohoutu KV01. Požadovaný objemový průtok byl nastavován ventilem SV01 v rozmezí hodnot 400 – 700 l.hod⁻¹.

Objemový průtok chladicí vody se zobrazoval na panelu MaR jako PR2 – PRUTOK CHLAZENI.

3.2.4 Spuštění okruhu čerpané kapaliny

Nejprve byl otevřen ventil SV03 asi na půl otáčky a tlačítkem na panelu MaR START ČERPADLA bylo zapnuto čerpadlo. Po spuštění čerpadla začala čerpaná kapalina o teplotě T1 proudit v aparatuře objemovým průtokem PR1. Teplota čerpané kapaliny se v aparatuře postupně měnila. Požadovaný objemový průtok čerpané kapaliny byl nastavován škrtícím ventilem SV03 v rozmezí hodnot 300 – 1000 l.hod⁻¹.

3.2.5 Spuštění parního okruhu

Po dosažení tlaku 6 bar byl uveden do provozu **parní okruh**. Nejprve bylo zkontrolováno na průtokoměrech (PR1, PR2), že chladicím okruhem i okruhem čerpané kapaliny skutečně protéká kapalina. Po té byl otevřen parní uzávěr na výstupu z vyvíječe (neoznačený červený kohout) a hlavní uzávěr páry KV06. Průtok páry byl regulován velmi jemně škrtícím ventilem SV04, aby se vstupní teplota čerpané kapaliny (T2) pohybovala okolo hodnoty 40°C s přesností ±1 °C.

Aby nedošlo k vytečení kondenzátu, byl umístěn prázdný kbelík na digitální váhu pro jímání kondenzátu. Hmotnost kondenzátu byl vždy určen z rozdílu hmotnosti plného kbelíku a prázdného kbelíku. Vždy bylo dbáno na opatrnost, kondenzát byl v některých případech horký.

3.2.6 Zahájení vlastního měření



Po uvedení všech částí aparatury a spuštění všech okruhů byly udržovány zvolené hodnoty průtoků konstantní s odchylkou asi 5 % a původně nastavená hodnota vstupní teploty čerpané kapaliny (T2) s odchylkou $\pm 0,5^{\circ}\text{C}$ tak dlouho, až se ostatní teploty přestaly měnit o více než $\pm 0,5^{\circ}\text{C}$ za 5 minut.

Po ustálení měřených veličin bylo zahájeno měření výměnou prázdného kbelíku a zapnutím stopek. Hodnoty všech teplot a průtoků zobrazovaných na panelu MaR byly zaznamenávány každých 5 minut do předem vytištěné tabulky pro všechny zvolené průtoky. Pro dosažení přijatelné přesnosti měření bylo zaznamenáno alespoň 8 hodnot v ustáleném stavu. Po každém měření pro daný průtok byl zaznamenán čas a zvážen kbelík s kondenzátem.

Nejprve byly měřeny hodnoty pro protiproudé uspořádání a po té pro souproudé uspořádání.

3.2.7 Odstavení aparatury

Při odstavení aparatury byl nejprve uzavřen hlavní uzávěr páry KV06, aby pára přestala proudit do aparatury a mohlo se dokončit dané měření zaznamenáním času a zvážením kondenzátu. Po té byl opět umístěn kbelík na váhu pro jímání kondenzátu.

Po ukončení měření byl vypnut **parní vyvíječ**, tj. topné spirály 1 , 2 , spínač čerpadla ① a otevřen hlavní uzávěr páry KV06, aby mohla opět pára proudit do aparatury a došlo tak ke snížení tlaku ve vyvíječi páry.

Až tlak ve vyvíječi klesnul asi na 1 bar (asi 10 minut), byl uzavřen **přívod páry** parním uzávěrem na výstupu z vyvíječe (neoznačený červený kohout) a hlavním uzávěrem páry KV06, aby pára přestala proudit do aparatury. Byl uzavřen také škrťací ventil SV04, aby při novém měření nezačala pára ihned po otevření kohoutů proudit do aparatury a nedošlo k případnému ohřátí čerpané kapaliny T2 nad kritickou teplotu (70°C). Následně byla dopuštěna voda do vyvíječe zapnutím spínače čerpadla ①, aby topná tělesa zůstala pod vodou

(aby nedocházelo ke korozi topných těles). Po dopuštění vody do vyvíječe byl vypnut hlavní vypínač na levé straně vyvíječe a uzavřen přívod vody do vyvíječe roháčkem na zdi.

Okruh čerpané kapaliny byl odstaven vypnutím čerpadla tlačítkem na panelu MaR STOP ČERPADLA a uzavřením škrťacího ventilu SV03. Hlavní přívod chladicí kapaliny byl uzavřen kohoutem KV01 a roháčkem na zdi. Po vypnutí a odstavení všech částí aparatury byl vypnut **hlavní vypínač** umístěný na pravém boku panelu MaR.

3.2.8 Bezpečnostní opatření

Vstupní teplota čerpané kapaliny (T2) nesmí přesáhnout 70°C, hrozí zničení průtokoměru (teplotní odolnost 100 °C) a čerpadla. Při zvýšení teploty T2 nad 70 °C se spustí zvuková signalizace a je nutné co nejrychleji uzavřít přívod páry hlavním uzávěrem páry KV07, zvýšit průtok čerpané kapaliny otevřením škrťacího ventilu SV03 a zvýšit průtok chladicí vody otevřením ventilů SV01 a SV02 naplno. Zvuková signalizace se vypne prosvětleným tlačítkem VYSOKÁ TEPLOTA.

Přívod páry může být otevřen jen tehdy, pokud chladícím okruhem a okruhem kapaliny protéká kapalina.

3.3 *Zpracování naměřených hodnot*

3.3.1 Interpolace termodynamických dat

K výpočtům návrhu výměníku je zapotřebí mnoho termodynamických dat, které byly zjišťovány v tabulkách [20]. Vzhledem k tomu, že tabulky obsahují konkrétní data pouze pro určité teploty, musela se většina hodnot lineárně interpolovat, aby výpočty byly co nejpřesnější.

Pro příklad je uvedeno, že např. transportní a termodynamická data pro vodu jsou uváděna pro teploty po 2°C, při vyšších teplotách po 5°C (28°C, 30°C, 35°C). Vzhledem k tomu, že pro výpočty byla potřeba tato data uvést pro konkrétní teploty, hodnoty byly interpolovány.

V rovnicích (33) až (37) je uveden příklad:

Vzhledem k tomu, že je potřeba znát hodnotu tepelné vodivosti vody pro teplotu 18,9°C a hodnoty jsou v tabulkách uváděny v tomto rozestupu:

$$\lambda_{18} = 594,8 \cdot 10^{-3} [W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}] \quad (33)$$

$$\lambda_{20} = 598,4 \cdot 10^{-3} [W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}] \quad (34)$$

Ve výpočtech byla použita lineární interpolace k získání tabelizovaných hodnot pro 18,9°C a další teploty podle vzorec (35). Jeho úpravou byla získána rovnice (36) do níž byly dosazeny potřebné hodnoty a vypočtena daná hodnota.

$$\frac{y_2 - y_1}{x_2 - x_1} = \frac{y - y_1}{x - x_1} = \frac{y_2 - y}{x_2 - x} \quad (35)$$

$$\lambda = \lambda_{18} + \frac{t - t_1}{t_2 - t_1} (\lambda_{20} - \lambda_{18}) \quad (36)$$

$$\lambda = 594,8 \cdot 10^{-3} + \frac{18,9 - 18}{20 - 18} (598,4 \cdot 10^{-3} - 594,8 \cdot 10^{-3}) = 596,4 \cdot 10^{-3} W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1} \quad (37)$$

Z výpočtu (36) je zřejmé, že hodnota tepelné vodivosti pro 18,9°C je (přesněji stanovena pomocí interpolace) $596,4 \cdot 10^{-3} [W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$.

3.3.2 Stanovení aritmetických průměrů teplot příslušných proudů

Nejprve byly vypočteny aritmetické průměry ze všech hodnot naměřených pro totéž zadání v ustáleném stavu. Všechny ukázkové výpočty platí pro průtok chladicí kapaliny 400 l/hod a průtok média 300 l/hod pro protiproudé uspořádání. V celé experimentální části bude platit označení pro dolní indexy:

A – teplejší tekutina (čerpaná kapalina)

B – chladnější tekutina (chladicí voda)

k – kondenzát

p – pára

Hodnoty tabelovaných dat byly odečítány z tabulek [20,21] při teplotě rovné aritmetickému průměru koncových teplot příslušného proudu. Teploty jsou zobrazeny na obr. 12 pro protiproud a na obr. 11 pro souproud.

Výpočet aritmetických průměrů příslušných proudů je uveden pro čerpanou kapalinu v rovnici (38) a pro chladicí kapalinu v rovnici (39).

$$\overline{t_A} = \frac{t_{Ai} + t_{Ae}}{2} = \frac{T_2 + T_3}{2} = \frac{38,8 + 16,1}{2} = 27,5^\circ C \quad (38)$$

$$\overline{t_B} = \frac{t_{Bi} + t_{Be}}{2} = \frac{T_6 + T_7}{2} = \frac{23 + 7,9}{2} = 15,5^\circ\text{C} \quad (39)$$

3.3.3 Střední logaritmický teplotní spád

Pro určení tepelného toku je zapotřebí znát *střední logaritmický teplotní spád* Δt_{1s} . Ten je vypočten podle rovnic (28) až (30).

Ve výpočtech byly dosazovány teploty ve $^\circ\text{C}$. Jelikož rozdíly teplot ve $^\circ\text{C}$ a Kelvinech jsou totožné, nebylo zapotřebí převádět teploty do Kelvinovy stupnice. Příklad výpočtu hodnoty rozdílu teplot a středního logaritmického spádu je uveden v rovnici (41) pro souprouté uspořádání a v rovnici (43) pro protiproudé uspořádání.

$$\text{Souprout: } \Delta t_1 = 38,6 - 21,2 = \underline{17,4\text{ K}} \quad \Delta t_2 = 23,8 - 16,5 = \underline{7,3\text{ K}} \quad (40)$$

$$\Delta t_{1s} = \frac{17,4 - 7,3}{\ln \frac{17,4}{7,3}} = 11,64\text{ K} \quad (41)$$

$$\text{Protiproud: } \Delta t_1 = 38,8 - 23 = \underline{15,8\text{ K}} \quad \Delta t_2 = 16,1 - 7,9 = \underline{8,2\text{ K}} \quad (42)$$

$$\Delta t_{1s} = \frac{15,8 - 8,2}{\ln \frac{15,8}{8,2}} = 11,59\text{ K} \quad (43)$$

3.3.4 Tok tepla teplosměnnou plochou

K výpočtu koeficientu prostupu tepla je potřeba nejprve znát tok tepla teplosměnnou plochou. Ten se může pro náš výměník spočítat třemi způsoby [19]. Tok tepla čerpané kapaliny \dot{Q}_A [W] lze vypočítat podle rovnice (45), tok tepla chladicí kapaliny \dot{Q}_B [W] podle rovnice (44) a tok tepla páry \dot{Q}_p [W] podle rovnice (46).

$$\dot{Q}_B = \dot{V}_B \rho_B c_{pB} (t_{Be} - t_{Bi}) \quad [\text{W}] \quad (44)$$

$$\dot{Q}_A = \dot{V}_A \rho_A c_{pA} (t_{Ai} - t_{Ae}) \quad [\text{W}] \quad (45)$$

$$\dot{Q}_p = \dot{m}_p (h_p - h_k) \quad [\text{W}] \quad (46)$$

kde \dot{V}_B, \dot{V}_A je objemový průtok [$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$],
 ρ_B, ρ_A - hustota [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$],
 c_{pB}, c_{pA} - měrná tepelná kapacita [$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$],

- t - teplota daného proudu [$^{\circ}\text{C}$],
 \dot{m}_p - hmotnostní průtok páry [$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$],
 h_p, h_k - měrná entalpie [$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$].

Hmotnostní průtok páry \dot{m}_p byl vypočten jako podíl zváženého kondenzátu a doby jímání tohoto kondenzátu, výpočet je uveden v rovnici (47).

$$\dot{m}_p = \frac{m_{\text{kondenzát}}}{t_{\text{kondenzát}}} = \frac{7,69 \text{ kg}}{2787 \text{ s}} = 0,00276 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (47)$$

Příklad výpočtu toků tepla teplosměnnou plochou pro proudící kapalinu, chladící kapalinu a páru je uveden v rovnicích (48) až (50).

$$\dot{Q}_B = 422,8 \frac{10^{-3}}{3600} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} * 996,38 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3} * 4183 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} * (23 - 7,9) \text{ K} = 7412,96 \text{ W} \quad (48)$$

$$\dot{Q}_A = 308,2 \frac{10^{-3}}{3600} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} * 999,06 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3} * 4184 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} * (38,8 - 16,1) \text{ K} = 8099,7 \text{ W} \quad (49)$$

$$\dot{Q}_p = 0,00276 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} * (2708160 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} - 81750 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1}) = 7246,89 \text{ W} \quad (50)$$

3.3.5 Koeficient prostupu tepla

Pro výpočet koeficientu prostupu tepla byla použita hodnota \dot{Q}_B , protože je obvykle nejpřesnější. Pro výpočet je použit vzorec (27).

Z tabulky 1 byla použita hodnota velikosti teplosměnné plochy $A = 0,253 \text{ m}^2$ pro výpočet koeficientu prostupu tepla k_{exp} . Výpočet je uveden v rovnici (51).

$$k_{\text{exp}} = \frac{\dot{Q}_B}{A \Delta t_{\text{ls}}} = \frac{7412,96 \text{ W}}{0,253 \text{ m}^2 * 11,59 \text{ K}} = 2528,6 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (51)$$

3.3.6 Stanovení rychlosti proudění kapaliny

Rychlost proudění v kanálech je spočtena podle rovnice (32). Příklady výpočtu pro čerpanou kapalinu je uveden v rovnici (52) a pro chladící v rovnici (53). Počet kanálů na straně chladící a čerpané kapaliny, hloubka kanálu a šířka kanálu jsou uvedeny v tabulce 1.

$$v_A = \frac{308,2 \frac{10^{-3}}{3600} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}}{5 * 0,0043 \text{ m} * 0,1068 \text{ m}} = 0,03728 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (52)$$

$$v_B = \frac{422,8 \frac{10^{-3}}{3600} m^3 \cdot s^{-1}}{6 * 0,0043 m * 0,1068 m} = 0,04262 m \cdot s^{-1} \quad (53)$$

3.3.7 Stanovení Reynoldsova čísla

Pomocí Reynoldsova čísla se stanoví, zda jde o laminární nebo turbulentní proudění. Existují omezení, podle kterých se dá určit, zda se v daném případě jedná o proudění laminární, či turbulentní. Literatura [16] uvádí hranici, kdy proudění přechází z laminárního na turbulentní, na hodnotu 2300.

V praxi se častěji setkáváme s turbulentním prouděním než s laminárním. Ve výpočtech se ale vždy jednalo o laminární proudění, i při vyšších průtocích čerpané a chladicí kapaliny.

Reynoldsovo číslo se vypočítá dle vztahu (20). Ekvivalentní průměr d_{ek} se vypočte ze vztahu (54).

$$d_{ek} = 2h \quad [m] \quad (54)$$

Pro Reynoldsovo číslo čerpané kapaliny platí výpočet uvedený ve vzorci (55), pro chladicí kapalinu vzorec (56).

$$Re_A = \frac{0,03728 m \cdot s^{-1} * 2 * 0,0043 m * 996,38 kg \cdot m^{-3}}{0,000842 Pa \cdot s} = 379,39 \quad (55)$$

$$Re_B = \frac{0,04262 m \cdot s^{-1} * 2 * 0,0043 m * 999,06 kg \cdot m^{-3}}{0,001124 Pa \cdot s} = 325,78 \quad (56)$$

3.3.8 Stanovení Prandtlova čísla

Pro stanovení Nusseltova čísla, potřebného k výpočtům koeficientům prostupu tepla, bylo zapotřebí nejprve vypočítat Prandtlovo číslo podle vztahu (22).

Výpočet Prandtlova čísla čerpané kapaliny je uveden v rovnici (57) a chladicí kapaliny v rovnici (58).

$$Pr_A = \frac{4183 J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1} * 0,000842 Pa \cdot s}{0,6114 W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}} = 5,762 \quad (57)$$

$$Pr_B = \frac{4184 J.kg^{-1}.K^{-1} * 0,001124 Pa.s}{0,5905 W.m^{-1}.K^{-1}} = 7,964 \quad (58)$$

3.3.9 Stanovení Nusseltova čísla

Nusseltovo číslo je potřebné pro výpočet koeficientů prostupu tepla. V této práci se jedná pouze o laminární proudění, proto byl použit vztah (59) definovaný literaturou [22].

$$Nu = 0,67 Re^{0,5} Pr^{0,33} \quad (59)$$

Výpočty jsou uvedeny v rovnicích (60) a (61).

$$Nu_A = 0,67 * 379,39^{0,5} * 5,762^{0,33} = 23,259 [-] \quad (60)$$

$$Nu_B = 0,67 * 325,78^{0,5} * 7,964^{0,33} = 23,984 [-] \quad (61)$$

3.3.10 Stanovení koeficientů přestupu tepla

Pro stanovení hodnoty koeficientu prostupu tepla pro čistý výměník je třeba znát hodnoty koeficientů přestupu tepla pro čerpanou i chladicí kapalinu. Pro výpočet těchto hodnot byl použit vztah (19). V rovnici (19) bylo dosazováno za charakteristickou délku ekvivalentní průměr, pro který patří výpočtový vztah (54).

Výpočet koeficientu přestupu tepla pro čerpanou kapalinu je uveden v rovnici (62) a pro chladicí v rovnici (63).

$$\alpha_A = \frac{Nu_A \lambda}{d_{ek}} = \frac{23,259 * 0,6114 W.m^{-1}.K^{-1}}{2 * 0,0043 m} = 1653,48 W.m^{-2}.K^{-1} \quad (62)$$

$$\alpha_B = \frac{Nu_B \lambda}{d_{ek}} = \frac{23,984 * 0,5905 W.m^{-1}.K^{-1}}{2 * 0,0043 m} = 1646,91 W.m^{-2}.K^{-1} \quad (63)$$

3.3.11 Stanovení koeficientu prostupu tepla pro čistý výměník

Koeficient prostupu tepla pro čistý výměník je třeba znát k výpočtu přídavného tepelného odporu. Podle literatury [19] se vypočte podle rovnice (31). Parametry pro deskový výměník potřebné do vztahu (31) byly vyčteny z tabulky 1.

Výpočet je uveden v rovnici (64).

$$k = \frac{1}{\frac{1}{1653,48 W.m^{-2}.K^{-1}} + \frac{0,0006 m}{16,2 W.m^{-1}.K^{-1}} + \frac{1}{1646,91 W.m^{-2}.K^{-1}}} = 833,3 W.m^{-2}.K^{-1} \quad (64)$$

3.3.12 Stanovení přídatného tepelného odporu

K určení přídatného tepelného odporu je použit dle [19] následující vzorec (65).

$$R = \frac{1}{k_{\text{exp}}} - \frac{1}{k} \quad [-] \quad (65)$$

Ukázkový výpočet je uveden v rovnici (66).

$$R = \frac{1}{2528,6} - \frac{1}{833,3} = 0,00 \quad (66)$$

Z předcházejícího výpočtu je patrné, že výměník jelikož je nový zatím neklade žádný odpor. Při zaokrouhlení na dvě desetinná místa vyšla nulová hodnota při všech měřeních.

Veškeré výsledky byly zpracovány pomocí programu MS Excel a zde byly zaokrouhleny na zvolený počet desetinných míst. Program MS Excel ale stále počítá s původními nezaokrouhlenými hodnotami, jež se do tabulky zanesou, proto se může případné přepočítání hodnot z tabulek na kalkulačce mírně lišit od vypočítaných hodnot pomocí MS Excel. Všechny výše uvedené výpočty byly provedeny pro různé průtoky chladicí a čerpané kapaliny. Tabulky 2 – 7 obsahují veškeré naměřené hodnoty, hodnoty odečítané z tabulek [20,21] a všechny vypočtené hodnoty pomocí programu MS Excel. V tabulkách 2 - 4 jsem uvedla hodnoty pro protiproudé uspořádání, v tabulkách 5 až 7 hodnoty pro souproudé uspořádání.

Tabulka 2: Souhrnná tabulka naměřených a vypočtených hodnot protiproudu

č. měření	T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	PR1	PR2	m _{kondenzát}	t _{kondenzát}	m _p	Δt _{is}
	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	l.h ⁻¹	l.h ⁻¹	kg	s	kg s ⁻¹	K
1	18,2	38,8	16,1	121,4	19,6	23,0	7,9	308,2	422,8	7,69	2787	0,00276	11,6
2	17,9	40,8	17,9	125,2	19,3	26,0	7,3	400,1	400,8	9,35	2734	0,00342	12,6
3	19,4	39,7	18,7	125,5	20,6	26,5	6,7	505,4	419,7	10,44	2742	0,00381	12,6
4	20,5	41,1	21,3	127,5	21,0	29,3	6,2	609,1	409,1	12,04	2754	0,00437	13,4
5	22,5	41,4	23,1	129,0	22,5	30,5	7,7	707,5	412,0	13,39	2753	0,00486	13,0
6	23,9	40,0	24,0	129,3	23,7	31,2	6,7	812,0	402,2	13,17	2750	0,00479	12,6
7	24,4	42,7	26,3	128,0	23,1	33,5	7,0	913,6	415,2	15,58	2751	0,00566	13,6
8	25,5	39,9	25,7	128,1	24,1	32,4	6,4	997,6	406,6	12,92	2734	0,00473	12,5
9	19,4	36,0	15,2	113,2	21,1	20,3	10,4	292,4	511,2	5,86	3420	0,00171	9,2
10	19,4	40,2	18,3	120,1	20,0	24,8	11,4	394,0	512,6	9,28	3334	0,00278	10,6
11	20,2	41,0	20,5	124,6	20,3	27,0	11,0	498,7	514,3	11,98	3341	0,00359	11,6
12	21,9	42,1	22,1	126,4	21,7	29,2	10,7	597,2	513,5	13,62	3345	0,00407	12,1
13	22,8	42,8	23,8	129,1	22,4	31,1	10,6	703,0	512,6	16,41	3330	0,00493	12,4
14	27,2	42,6	27,7	126,8	26,5	33,7	15,6	797,9	510,8	13,58	3337	0,00407	10,4
15	28,1	42,7	29,1	128,6	27,8	34,6	15,6	902,6	512,9	14,61	3340	0,00437	10,6
16	28,6	42,2	29,1	127,1	28,1	34,9	15,3	1000,5	484,2	14,62	3349	0,00437	10,2
17	20,9	39,9	19,7	117,4	22,3	24,5	15,2	296,4	609,4	6,21	3354	0,00185	8,9
18	21,5	40,7	21,0	123,0	22,9	27,1	15,1	407,4	608,8	10,39	3337	0,00311	9,2
19	23,7	42,5	23,1	123,5	24,4	28,2	15,5	500,9	605,0	10,39	3337	0,00311	10,6
20	24,3	40,9	24,1	124,5	24,9	29,8	15,4	606,9	603,1	11,08	3317	0,00334	9,9
21	24,4	42,8	25,4	126,3	24,7	31,5	15,2	672,9	607,1	13,84	3332	0,00415	10,7
22	25,7	41,0	25,6	125,8	26,0	31,0	15,1	791,0	608,2	12,76	3359	0,00380	10,2
23	26,9	41,3	27,5	127,4	26,9	32,6	15,7	902,6	603,0	14,19	3334	0,00426	10,2
24	27,2	40,1	27,4	127,7	26,9	32,3	15,3	1001,1	601,5	14,09	3332	0,00423	9,8
25	22,9	37,8	18,5	119,6	23,7	22,8	15,0	297,7	705,4	4,28	3031	0,00141	7,9
26	21,7	42,3	21,8	125,1	22,8	27,1	15,0	503,0	704,0	10,26	3020	0,00340	10,4
27	23,9	40,4	23,7	126,7	24,1	28,4	14,8	701,6	702,3	11,92	3025	0,00394	10,4
28	25,2	42,0	25,8	126,9	25,1	30,8	14,5	905,0	703,4	14,80	3023	0,00490	11,2

Tabulka 3: Souhrnná tabulka naměřených a vypočtených hodnot protiproudu – pokračování 1.

č. měření	Δt_A	Δt_B	ρ_A	ρ_B	h_p	h_k	c_{pA}	c_{pB}	Q_A	Q_B	Q_p	k_{exp}	v_A	v_B
	K	K	$kg.m^{-3}$	$kg.m^{-3}$	$J.kg^{-1}$	$J.kg^{-1}$	$J.kg^{-1}.K^{-1}$	$J.kg^{-1}.K^{-1}$	W	W	W	$W.m^{-2}.K^{-1}$	$m.s^{-1}$	$m.s^{-1}$
1	27,5	15,5	996,38	999,06	2708160	81750	4183	4184	8099,70	7412,96	7246,89	2528,60	0,03728	0,04262
2	29,4	16,7	995,83	998,86	2713400	80907	4183	4184	10601,69	8700,86	9002,86	2733,03	0,04840	0,04040
3	29,2	16,6	995,88	998,87	2714100	85940	4183	4184	12281,32	9647,19	10006,56	3028,58	0,06114	0,04231
4	31,2	17,8	995,26	998,65	2716900	88020	4183	4183	13947,29	10975,34	11493,00	3244,30	0,07369	0,04124
5	32,3	19,1	994,93	998,40	2719000	94295	4183	4183	14967,76	10897,37	12766,00	3308,02	0,08559	0,04153
6	32,0	19,0	995,01	998,43	2719420	99316	4183	4183	15020,70	11431,70	12547,92	3593,26	0,09823	0,04055
7	34,5	20,3	994,19	998,16	2717600	96390	4183	4183	17308,30	12761,15	14844,95	3700,06	0,11052	0,04186
8	32,8	19,4	994,76	998,34	2717600	100570	4183	4183	16373,68	12263,21	12367,24	3882,63	0,12068	0,04099
9	25,6	15,4	996,88	999,07	2695800	88020	4183	4184	7044,84	5876,42	4468,30	2525,23	0,03537	0,05153
10	29,3	18,1	995,86	998,59	2706200	83840	4183	4183	9984,45	7969,99	7299,19	2975,44	0,04766	0,05168
11	30,8	19,0	995,41	998,42	2712700	84100	4183	4183	11824,40	9546,30	9425,51	3251,41	0,06033	0,05185
12	32,1	20,0	994,98	998,23	2715500	90946	4183	4183	13808,61	11018,59	10686,52	3589,07	0,07224	0,05177
13	33,3	20,9	994,59	998,03	2719000	94300	4183	4183	15436,14	12186,04	12934,33	3873,46	0,08504	0,05168
14	35,2	24,7	993,97	997,13	2716000	111030	4183	4183	13730,68	10711,92	10597,08	4064,00	0,09652	0,05149
15	35,9	25,1	993,71	997,02	2718300	116046	4183	4183	14173,51	11289,47	11382,91	4221,16	0,10919	0,05171
16	35,7	25,1	993,79	997,02	2716200	117300	4183	4183	15134,56	10994,31	11345,45	4257,29	0,12103	0,04881
17	29,8	19,9	995,70	998,25	2702500	93200	4183	4183	6926,95	6573,68	4831,17	2932,71	0,03586	0,06143
18	30,9	21,1	995,38	997,98	2710500	96390	4183	4183	9282,38	8471,54	8139,23	3631,60	0,04928	0,06137
19	32,8	21,9	994,76	997,81	2711200	102650	4183	4183	11231,93	8908,24	8121,92	3321,93	0,06060	0,06099
20	32,5	22,6	994,85	997,64	2712700	104750	4183	4183	11786,11	10067,21	8711,51	4039,19	0,07342	0,06080
21	34,1	23,4	994,32	997,46	2714800	103496	4183	4183	13527,37	11469,03	10846,47	4220,63	0,08140	0,06120
22	33,3	23,1	994,59	997,53	2713900	108940	4183	4183	14077,55	11208,67	9895,59	4323,11	0,09569	0,06131
23	34,4	24,2	994,22	997,26	2716800	113120	4183	4183	14389,43	11808,56	11081,65	4588,77	0,10919	0,06079
24	33,8	23,8	994,44	997,35	2717300	113120	4183	4183	14690,81	11849,92	11012,27	4782,69	0,12111	0,06064
25	28,2	18,9	996,18	998,44	2705500	99316	4183	4183	6650,59	6383,18	3680,13	3192,77	0,03601	0,07111
26	32,1	21,1	995,00	997,99	2713400	95544	4183	4183	11921,45	9878,00	8893,78	3738,75	0,06085	0,07097
27	32,1	21,6	995,00	997,87	2715800	100570	4183	4183	13546,07	11074,38	10305,30	4219,86	0,08487	0,07080
28	33,9	22,7	994,39	997,62	2716000	104750	4183	4183	16939,73	13290,52	12784,15	4669,52	0,10948	0,07091

Tabulka 4: Souhrnná tabulka naměřených a vypočtených hodnot protiproudu – pokračování 2.

č. měření	η_A	η_B	Re_A	Re_B	λ_A	λ_B	Pr_A	Pr_B	Nu_A	Nu_B	α_A	α_B	k	R
	$Pa.s$	$Pa.s$	-	-	$W.m^{-1}.K^{-1}$	$W.m^{-1}.K^{-1}$	-	-	-	-	$W.m^{-2}.K^{-1}$	$W.m^{-2}.K^{-1}$	$W.m^{-2}.K^{-1}$	-
1	0,000842	0,001124	379,39	325,78	0,6114	0,5905	5,762	7,964	23,259	23,984	1653,48	1646,91	800,63	0,00
2	0,000808	0,001089	512,95	318,75	0,6144	0,5928	5,502	7,686	26,636	23,447	1902,99	1616,06	846,51	0,00
3	0,000813	0,001091	644,31	333,14	0,6142	0,5927	5,535	7,702	29,913	23,987	2136,23	1653,02	900,81	0,00
4	0,000778	0,001059	811,20	334,53	0,6173	0,5948	5,268	7,446	33,021	23,770	2370,35	1644,01	937,05	0,00
5	0,000761	0,001024	962,20	348,36	0,6189	0,5972	5,144	7,171	35,681	23,957	2567,88	1663,52	973,14	0,00
6	0,000765	0,001029	1098,49	338,30	0,6185	0,5969	5,175	7,212	38,199	23,653	2747,45	1641,67	989,96	0,00
7	0,000727	0,000996	1299,62	360,82	0,6223	0,5992	4,887	6,952	40,773	24,133	2950,47	1681,45	1030,20	0,00
8	0,000752	0,001017	1372,54	346,01	0,6198	0,5977	5,077	7,118	42,431	23,818	3057,82	1655,33	1032,87	0,00
9	0,000878	0,001127	345,39	392,96	0,6083	0,5904	6,037	7,986	22,538	26,364	1594,24	1809,81	821,80	0,00
10	0,000811	0,001051	503,59	422,29	0,6143	0,5954	5,520	7,383	26,421	26,632	1887,14	1843,74	901,46	0,00
11	0,000786	0,001027	657,48	433,56	0,6166	0,5970	5,329	7,195	29,840	26,755	2139,50	1857,29	958,91	0,00
12	0,000763	0,001003	810,42	442,98	0,6187	0,5987	5,157	7,009	32,774	26,813	2357,81	1866,54	1003,10	0,00
13	0,000745	0,000982	976,14	451,71	0,6205	0,6003	5,023	6,843	35,658	26,861	2572,89	1874,84	1042,66	0,00
14	0,000718	0,000898	1149,80	491,90	0,6233	0,6068	4,816	6,189	38,166	27,117	2766,05	1913,19	1085,48	0,00
15	0,000707	0,000889	1320,58	498,75	0,6244	0,6075	4,734	6,121	40,670	27,206	2952,77	1921,81	1116,02	0,00
16	0,000710	0,000889	1456,73	470,90	0,6240	0,6075	4,760	6,120	42,793	26,434	3105,09	1867,30	1117,79	0,00
17	0,000801	0,001006	383,13	524,10	0,6151	0,5985	5,450	7,033	22,948	29,197	1641,39	2031,93	878,41	0,00
18	0,000784	0,000976	538,05	539,86	0,6168	0,6007	5,318	6,794	26,976	29,297	1934,65	2046,35	959,14	0,00
19	0,000753	0,000959	688,61	546,03	0,6198	0,6020	5,081	6,660	30,062	29,271	2166,46	2048,93	1013,50	0,00
20	0,000757	0,000941	830,12	554,40	0,6193	0,6033	5,111	6,524	33,071	29,294	2381,55	2054,93	1059,81	0,00
21	0,000733	0,000926	949,64	567,20	0,6217	0,6046	4,932	6,404	34,958	29,449	2527,22	2070,24	1091,98	0,00
22	0,000745	0,000931	1098,63	564,85	0,6205	0,6041	5,022	6,448	37,826	29,455	2729,30	2068,89	1127,67	0,00
23	0,000729	0,000908	1281,38	574,36	0,6222	0,6059	4,899	6,266	40,517	29,423	2931,21	2072,99	1162,00	0,00
24	0,000739	0,000916	1402,47	567,92	0,6212	0,6053	4,973	6,328	42,599	29,353	3077,05	2066,03	1181,97	0,00
25	0,000830	0,001029	371,55	593,28	0,6125	0,5968	5,671	7,214	22,898	31,325	1630,80	2173,88	900,70	0,00
26	0,000764	0,000977	681,44	623,27	0,6186	0,6006	5,167	6,807	30,071	31,498	2163,09	2199,72	1048,28	0,00
27	0,000764	0,000965	950,61	629,61	0,6186	0,6016	5,166	6,710	35,516	31,509	2554,73	2204,01	1133,55	0,00
28	0,000736	0,000941	1271,91	646,87	0,6214	0,6034	4,955	6,520	40,520	31,637	2927,89	2219,59	1206,11	0,00

Tabulka 5: Souhrnná tabulka naměřených a vypočtených hodnot souproudu.

č. měření	T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	PR1	PR2	m _{kondenzát}	t _{kondenzát}	m _p	Δt _{is}
	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	L.h ⁻¹	L.h ⁻¹	kg	s	kg s ⁻¹	K
1	24,9	38,6	23,8	119,8	25,0	16,5	21,2	298,6	416,4	4,08	3105	0,00131	11,64
2	25,9	41,1	26,5	116,6	25,5	16,7	23,7	403,3	409,7	6,23	3023	0,00206	13,29
3	27,6	42,2	28,8	117,4	26,4	16,2	25,6	500,4	409,1	7,47	3079	0,00243	14,51
4	28,6	40,4	28,6	120,0	27,8	15,9	24,4	597,6	404,1	7,16	3025	0,00237	14,27
5	29,6	42,6	30,6	122,5	28,5	15,7	27,3	705,5	404,9	7,56	3327	0,00227	15,07
6	30,1	42,1	31,1	123,4	28,9	15,6	27,8	808,6	402,0	11,03	3362	0,00328	14,88
7	31,1	43,4	32,5	125,3	29,5	14,5	28,9	905,3	401,2	12,69	3324	0,00382	16,17
8	25,7	35,4	20,3	114,0	26,1	13,9	17,7	299,0	516,3	3,12	3340	0,00093	11,11
9	23,7	41,3	24,0	119,1	23,8	13,8	20,7	405,0	510,6	7,93	3366	0,00236	14,78
10	24,8	41,7	25,6	121,8	24,6	13,9	22,3	505,7	513,6	9,40	3349	0,00281	15,28
11	26,7	41,6	27,4	122,8	25,9	14,3	24,3	605,8	511,2	10,24	3316	0,00309	15,11
12	27,9	40,1	27,5	122,8	27,2	13,9	24,2	704,2	500,9	9,79	3333	0,00294	14,72
13	27,7	39,6	27,7	122,6	27,0	13,8	24,5	804,4	501,5	10,15	3338	0,00304	14,51
14	28,3	40,5	28,9	124,2	27,3	13,8	25,3	914,2	517,4	12,44	3436	0,00362	15,12
15	22,3	40,5	21,3	113,6	22,5	13,3	18,4	296,6	607,9	6,12	3335	0,00184	13,83
16	22,8	40,7	22,9	120,0	23,1	13,4	19,5	402,6	609,0	7,90	3355	0,00235	14,53
17	24,2	41,3	24,3	121,3	24,1	13,7	20,9	505,4	605,4	9,60	3389	0,00283	15,00
18	25,2	41,9	25,6	124,3	24,5	11,8	21,9	604,9	600,7	11,54	3334	0,00346	16,70
19	25,2	39,7	25,2	125,1	24,8	11,0	21,4	702,6	600,3	11,73	3382	0,00347	16,15
20	26,4	40,9	26,7	126,1	25,7	11,0	22,7	807,6	601,5	13,41	3315	0,00405	16,97
21	26,5	42,0	26,8	128,8	25,7	7,8	22,5	906,6	605,7	17,11	3346	0,00511	19,24
22	20,7	37,6	15,6	118,5	21,8	8,1	12,6	298,5	704,9	5,63	3336	0,00169	14,54
23	18,9	42,0	18,9	120,6	19,8	8,1	15,1	401,5	701,8	10,09	3351	0,00301	17,64
24	19,5	39,3	19,5	123,0	20,1	8,0	15,6	495,9	707,1	10,88	3303	0,00329	16,86
25	21,6	40,3	21,5	125,2	21,6	7,5	17,8	601,9	700,7	12,62	3318	0,00380	17,89
26	22,2	39,3	22,1	126,7	22,0	7,6	18,2	704,8	701,4	13,79	3361	0,00410	17,56
27	24,1	39,6	24,0	128,5	23,7	7,7	19,8	906,4	703,0	16,21	3309	0,00490	18,02

Tabulka 6: Souhrnná tabulka naměřených a vypočtených hodnot souproudu – pokračování 1.

č. měření	Δt_A	Δt_B	ρ_A	ρ_B	h_p	h_k	c_{pA}	c_{pB}	Q_A	Q_B	Q_p	k_{exp}	v_A	v_B
	K	K	$kg \cdot m^{-3}$	$kg \cdot m^{-3}$	$J \cdot kg^{-1}$	$J \cdot kg^{-1}$	$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	W	W	W	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$	$m \cdot s^{-1}$	$m \cdot s^{-1}$
1	31,2	18,9	995,26	998,45	2705900	104750	4183	4183	5094,95	2270,44	3417,94	770,99	0,03612	0,04198
2	33,8	20,2	994,41	998,17	2701100	106850	4183	4183	6803,05	3335,05	5346,40	992,11	0,04879	0,04130
3	35,5	20,9	993,85	998,03	2702500	110900	4183	4183	7764,23	4472,53	6287,51	1218,13	0,06053	0,04124
4	34,5	20,1	994,20	998,19	2706200	116300	4183	4183	8146,50	3970,64	6130,14	1099,67	0,07230	0,04073
5	36,6	21,5	993,48	997,89	2709850	119400	4183	4183	9772,62	5426,19	5886,32	1423,21	0,08534	0,04082
6	36,6	21,7	993,46	997,84	2711200	121090	4183	4183	10251,95	5697,39	8497,59	1513,51	0,09782	0,04052
7	37,9	21,7	992,97	997,84	2713800	123590	4183	4183	11358,80	6690,07	9888,62	1635,74	0,10951	0,04044
8	27,8	15,8	996,27	999,00	2697300	108940	4183	4184	5218,56	2267,80	2417,87	806,50	0,03618	0,05205
9	32,7	17,3	994,80	998,75	2704700	999390	4183	4184	8076,28	4089,48	4017,56	1093,31	0,04900	0,05147
10	33,7	18,1	994,47	998,60	2709100	102770	4183	4183	9398,84	4996,37	7315,47	1292,61	0,06118	0,05178
11	34,5	19,3	994,19	998,36	2710500	108740	4183	4183	9896,85	5934,68	8034,39	1552,00	0,07329	0,05153
12	33,8	19,1	994,42	998,41	2710500	113920	4183	4183	10218,08	5990,09	7626,92	1608,29	0,08519	0,05050
13	33,7	19,2	994,47	998,39	2709850	113120	4183	4183	11076,84	6239,76	7895,99	1699,42	0,09731	0,05056
14	34,7	19,6	994,13	998,31	2712300	114320	4183	4183	12197,07	6901,76	9405,96	1804,61	0,11059	0,05216
15	30,9	15,9	995,36	998,99	2696500	94300	4183	4184	6588,00	3593,74	4775,25	1027,25	0,03587	0,06128
16	31,8	16,5	995,08	998,89	2706200	96790	4183	4184	8324,81	4336,01	6144,36	1179,23	0,04870	0,06139
17	32,8	17,3	994,75	998,74	2707900	100970	4183	4184	9924,92	5112,04	7384,63	1347,44	0,06113	0,06103
18	33,7	16,8	994,44	998,82	2712400	102670	4183	4184	11381,17	6978,58	9033,08	1651,72	0,07318	0,06055
19	32,5	16,2	994,87	998,93	2713400	103950	4183	4184	11790,02	7248,03	9050,52	1774,34	0,08499	0,06052
20	33,8	16,8	994,42	998,83	2714800	105042	4183	4184	13265,49	8181,84	10557,12	1905,75	0,09769	0,06064
21	34,4	15,2	994,22	999,10	2718500	105042	4183	4184	15988,55	10345,05	13364,10	2125,66	0,10967	0,06106
22	26,6	10,4	996,62	999,71	2704000	91600	4183	4188	7584,51	3689,04	4408,82	1002,62	0,03611	0,07106
23	30,4	11,6	995,50	999,58	2706900	83040	4183	4186	10709,12	5723,53	7900,55	1282,60	0,04857	0,07075
24	29,4	11,8	995,82	999,56	2710500	83840	4183	4186	11375,96	6287,06	8652,15	1473,80	0,05999	0,07128
25	30,9	12,7	995,37	999,46	2713700	90100	4183	4186	13051,62	8333,17	9978,85	1841,28	0,07281	0,07064
26	30,7	12,9	995,42	999,42	2715600	92200	4183	4186	14049,29	8625,87	10763,67	1941,89	0,08527	0,07070
27	31,8	13,7	995,08	999,32	2718300	99310	4183	4186	16366,44	9877,48	12829,81	2166,35	0,10965	0,07087

Tabulka 7: Souhrnná tabulka naměřených a vypočtených hodnot souproudu – pokračování 2.

č. měření	η_A	η_B	Re_A	Re_B	λ_A	λ_B	Pr_A	Pr_B	Nu_A	Nu_B	α_A	α_B	k	R
	$Pa.s$	$Pa.s$	-	-	$W.m^{-1}.K^{-1}$	$W.m^{-1}.K^{-1}$	-	-	-	-	$W.m^{-2}.K^{-1}$	$W.m^{-2}.K^{-1}$	$W.m^{-2}.K^{-1}$	-
1	0,000778	0,001031	397,51	349,70	0,6173	0,5967	5,270	7,225	23,12	24,06	1659,46	1669,63	807,38	0,00
2	0,000737	0,000997	566,24	355,53	0,6213	0,5991	4,960	6,963	27,05	23,97	1953,98	1669,71	871,29	0,00
3	0,000713	0,000981	725,75	360,92	0,6238	0,6003	4,781	6,834	30,25	24,00	2193,95	1675,33	917,66	0,00
4	0,000727	0,000999	849,80	350,16	0,6223	0,5990	4,890	6,973	32,98	23,80	2386,06	1657,59	943,91	0,00
5	0,000698	0,000967	1044,66	362,35	0,6253	0,6013	4,669	6,724	36,01	23,92	2618,30	1672,60	983,44	0,00
6	0,000697	0,000961	1198,71	361,77	0,6254	0,6018	4,663	6,681	38,56	23,85	2803,91	1668,90	1007,17	0,00
7	0,000679	0,000961	1376,71	361,02	0,6273	0,6018	4,530	6,682	40,93	23,83	2985,32	1667,21	1029,00	0,00
8	0,000961	0,001114	322,43	401,31	0,6120	0,5912	6,570	7,886	22,39	26,53	1593,51	1823,86	824,49	0,00
9	0,000755	0,001073	555,38	412,15	0,6195	0,5939	5,096	7,557	27,02	26,51	1946,85	1830,90	911,69	0,00
10	0,000739	0,001051	707,75	423,07	0,6211	0,5953	4,979	7,386	30,27	26,66	2186,37	1845,44	964,98	0,00
11	0,000727	0,001020	861,91	433,94	0,6223	0,5975	4,887	7,138	33,20	26,70	2402,65	1854,85	1007,69	0,00
12	0,000737	0,001026	988,22	422,79	0,6213	0,5971	4,963	7,184	35,74	26,41	2581,66	1833,52	1031,16	0,00
13	0,000739	0,001023	1125,90	424,34	0,6211	0,5973	4,978	7,165	38,18	26,43	2757,53	1835,76	1058,86	0,00
14	0,000724	0,001013	1305,26	442,14	0,6226	0,5980	4,867	7,085	40,81	26,88	2954,06	1869,18	1098,24	0,00
15	0,000783	0,001112	392,30	473,69	0,6168	0,5914	5,308	7,864	23,02	28,80	1651,18	1980,32	871,36	0,00
16	0,000768	0,001095	542,50	481,74	0,6182	0,5924	5,198	7,731	26,89	28,88	1932,67	1989,50	945,99	0,00
17	0,000752	0,001072	695,28	489,15	0,6198	0,5939	5,077	7,549	30,20	28,87	2176,42	1994,08	1002,01	0,00
18	0,000738	0,001084	847,75	479,70	0,6212	0,5931	4,971	7,649	33,12	28,72	2391,99	1980,56	1041,66	0,00
19	0,000758	0,001102	959,61	471,85	0,6192	0,5920	5,119	7,787	35,58	28,65	2561,62	1972,14	1070,12	0,00
20	0,000737	0,001085	1133,29	479,97	0,6213	0,5930	4,963	7,657	38,27	28,74	2764,69	1981,56	1106,94	0,00
21	0,000728	0,001133	1287,35	463,16	0,6222	0,5900	4,897	8,033	40,61	28,68	2937,76	1967,51	1129,06	0,00
22	0,000859	0,001293	360,26	472,57	0,6100	0,5809	5,891	9,321	22,83	30,43	1619,45	2055,00	876,31	0,00
23	0,000790	0,001248	526,18	487,49	0,6161	0,5833	5,365	8,953	26,76	30,49	1916,86	2068,27	959,49	0,00
24	0,000808	0,001241	635,63	493,81	0,6145	0,5837	5,502	8,900	29,65	30,63	2118,67	2078,81	1010,02	0,00
25	0,000783	0,001212	795,78	500,91	0,6168	0,5853	5,311	8,669	32,79	30,58	2352,02	2081,42	1060,85	0,00
26	0,000786	0,001203	928,44	505,15	0,6165	0,5858	5,334	8,596	35,47	30,63	2542,93	2086,27	1099,37	0,00
27	0,000768	0,001177	1221,50	517,39	0,6182	0,5873	5,198	8,390	40,34	30,75	2899,97	2099,94	1165,40	0,00

3.3.13 Stanovení empirických konstant C a m

Dalším cílem mé diplomové práce bylo stanovení empirických konstant C a m z empirické rovnice (23).

Nejprve byly spočítány hodnoty n podle rovnice (67), definovanou literaturou [19] potřebné pro stanovení empirických konstant.

$$n = 0,33 \exp \left[\frac{3,4}{(\text{Pr} + 30)} \right] \quad [-] \quad (67)$$

Tabulka 8: Tabulka vypočtených konstant n a Pr^n pro protiproud

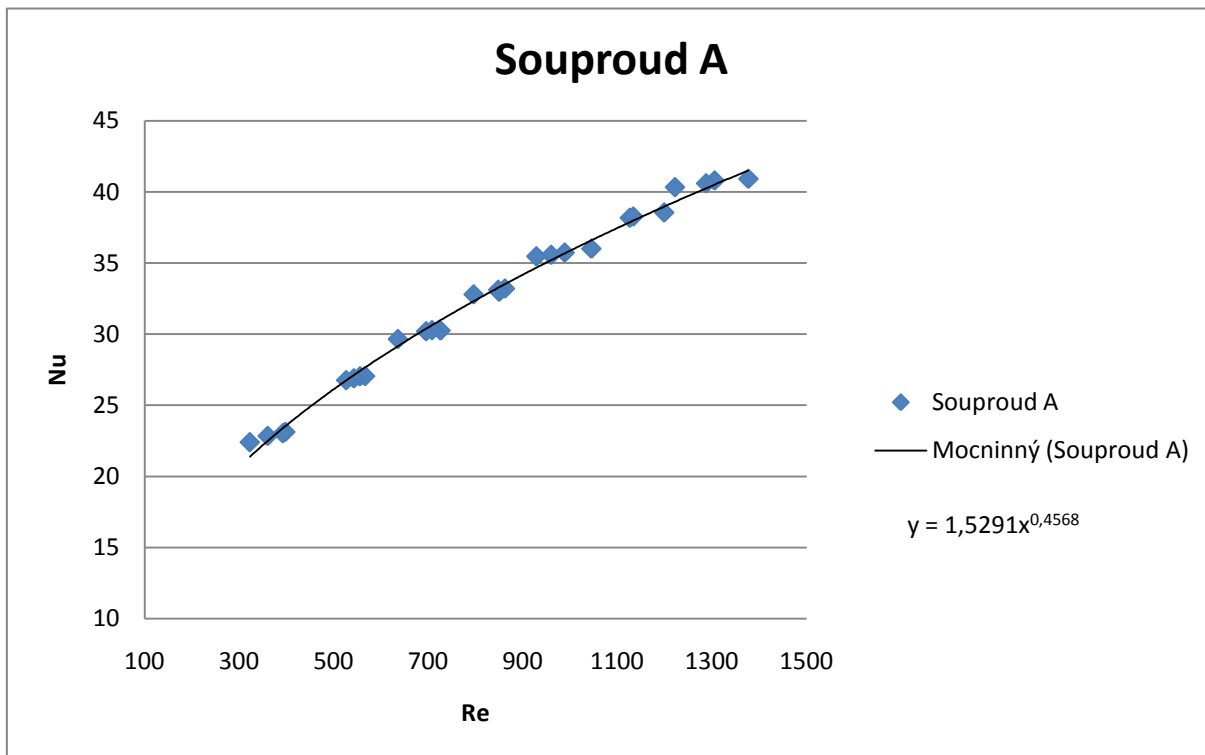
č. měření	n_A	n_B	Pr_A^n	Pr_B^n	č. měření	n_A	n_B	Pr_A^n	Pr_B^n
-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
1	0,3629	0,3609	1,89	2,11	15	0,3639	0,3626	1,76	1,93
2	0,3632	0,3612	1,86	2,09	16	0,3639	0,3626	1,76	1,93
3	0,3631	0,3611	1,86	2,09	17	0,3632	0,3617	1,85	2,03
4	0,3634	0,3614	1,83	2,07	18	0,3633	0,3619	1,84	2,00
5	0,3635	0,3616	1,81	2,04	19	0,3636	0,3621	1,81	1,99
6	0,3635	0,3616	1,82	2,04	20	0,3636	0,3622	1,81	1,97
7	0,3638	0,3618	1,78	2,02	21	0,3637	0,3623	1,79	1,96
8	0,3636	0,3617	1,81	2,03	22	0,3636	0,3623	1,80	1,96
9	0,3627	0,3609	1,92	2,12	23	0,3638	0,3624	1,78	1,94
10	0,3631	0,3614	1,86	2,06	24	0,3637	0,3624	1,79	1,95
11	0,3633	0,3616	1,84	2,04	25	0,3630	0,3616	1,88	2,04
12	0,3635	0,3618	1,82	2,02	26	0,3635	0,3619	1,82	2,00
13	0,3636	0,3619	1,80	2,01	27	0,3635	0,3620	1,82	1,99
14	0,3639	0,3625	1,77	1,94	28	0,3637	0,3622	1,79	1,97

Tabulka 9: Tabulka vypočtených konstant n a Pr^n pro souproud

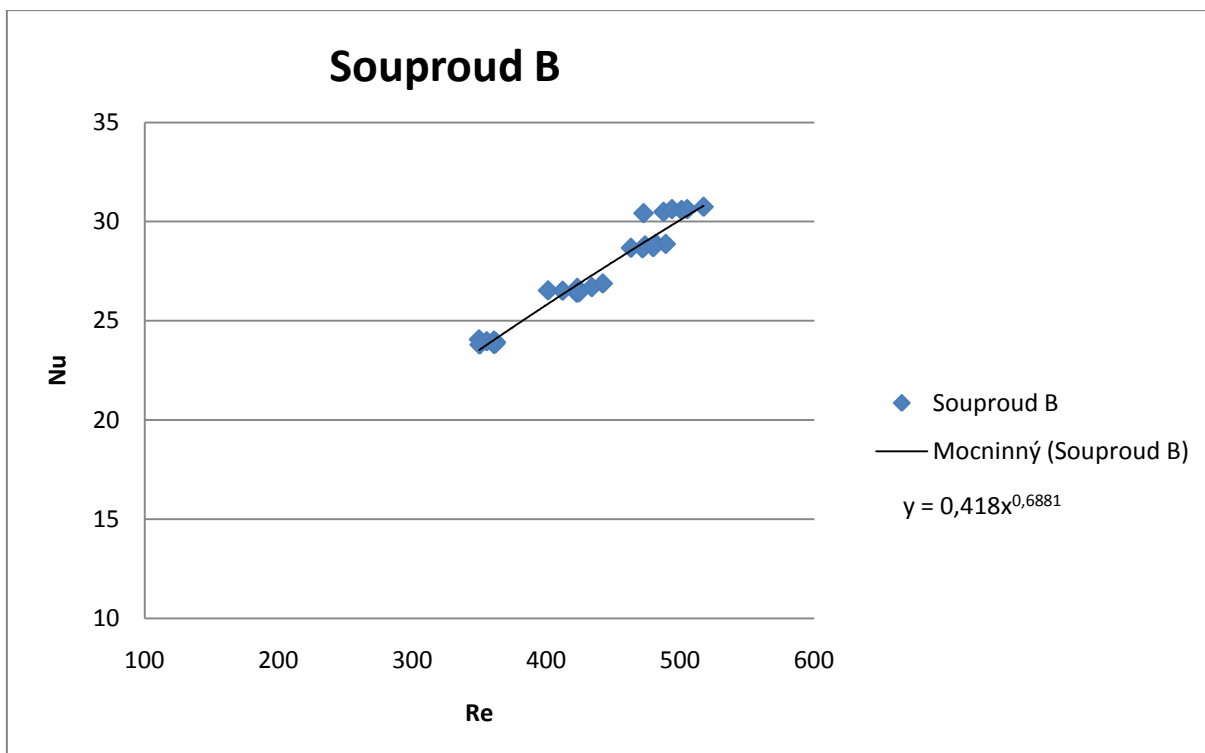
č. měření	n_A	n_B	Pr_A^n	Pr_B^n	č. měření	n_A	n_B	Pr_A^n	Pr_B^n
-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
1	0,3634	0,3616	1,83	2,04	15	0,3634	0,3610	1,83	2,11
2	0,3637	0,3618	1,79	2,02	16	0,3635	0,3611	1,82	2,09
3	0,3639	0,3619	1,77	2,00	17	0,3636	0,3613	1,81	2,08
4	0,3638	0,3618	1,78	2,02	18	0,3637	0,3612	1,79	2,09
5	0,3640	0,3620	1,75	1,99	19	0,3635	0,3611	1,81	2,10
6	0,3640	0,3621	1,75	1,99	20	0,3637	0,3612	1,79	2,09
7	0,3641	0,3620	1,73	1,99	21	0,3638	0,3609	1,78	2,12
8	0,3622	0,3610	1,98	2,11	22	0,3628	0,3598	1,90	2,23
9	0,3636	0,3613	1,81	2,08	23	0,3633	0,3601	1,84	2,20
10	0,3637	0,3614	1,79	2,06	24	0,3632	0,3601	1,86	2,20
11	0,3638	0,3616	1,78	2,04	25	0,3634	0,3603	1,83	2,18
12	0,3637	0,3616	1,79	2,04	26	0,3633	0,3604	1,84	2,17
13	0,3637	0,3616	1,79	2,04	27	0,3635	0,3606	1,82	2,15
14	0,3638	0,3617	1,78	2,03					

V tabulkách 8 a 9 jsem uvedla vypočtené hodnoty n a Pr^n potřebné ke stanovení konstant C a m .

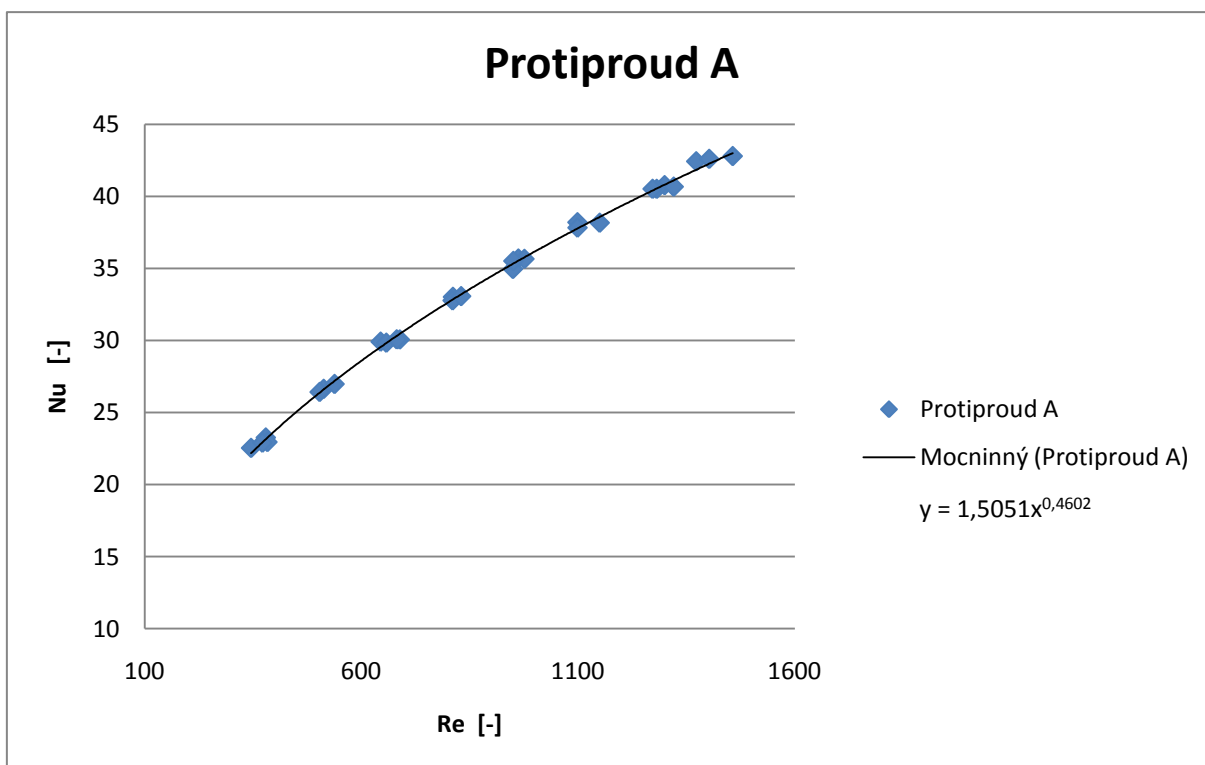
Empirické konstanty jsem zjišťovala z grafické závislosti Nusseltova kritéria na Reynoldsově kritériu. Tato závislost je zobrazena v grafu 1 pro souprouté upořádání čerpané kapaliny, v grafu 2 pro souprouté uspořádání chladicí kapaliny, v grafu 3 pro protiproudé uspořádání čerpané kapaliny a v grafu 4 pro protiproudé uspořádání chladicí kapaliny.



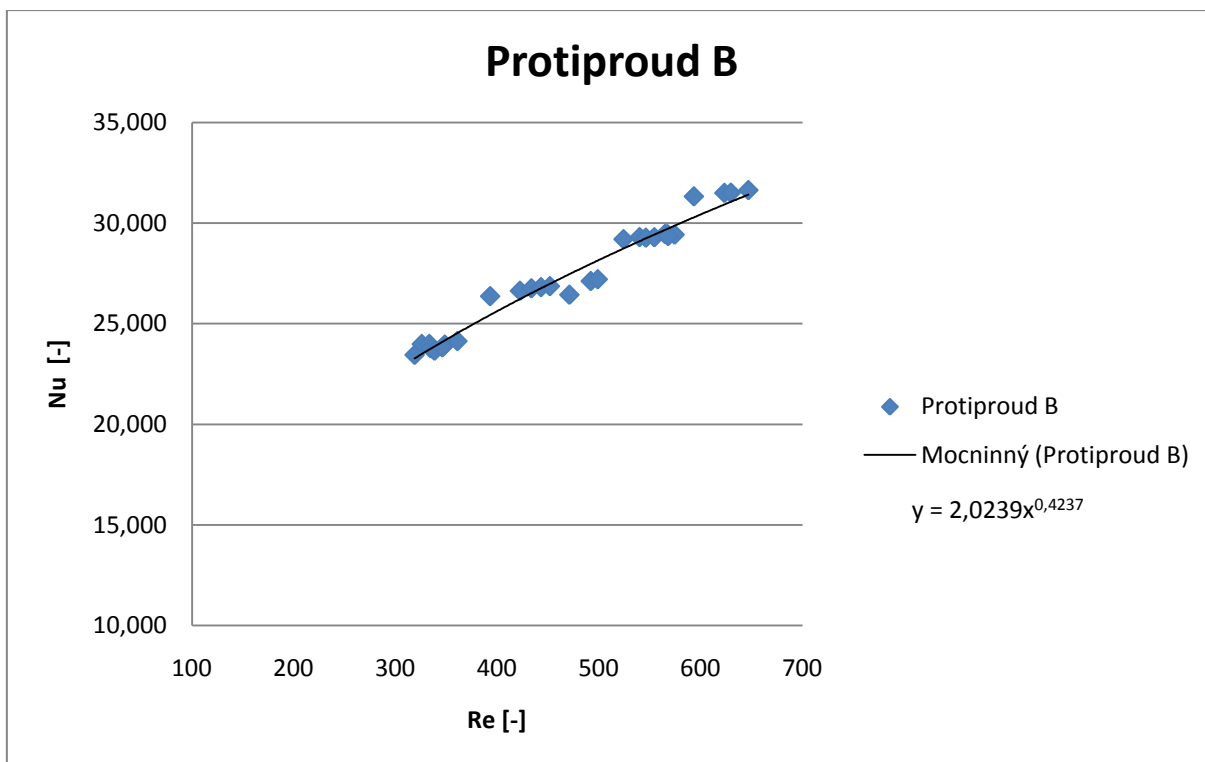
Graf 1: Závislost Nusseltova kritéria na Reynoldsově kritériu pro souprouté uspořádání pro kapalinu A



Graf 2: Závislost Nusseltova kritéria na Reynoldsově kritériu kapaliny B pro souproudé uspořádání



Graf 3: Závislost Nusseltova kritéria na Reynoldsově kritériu kapaliny A pro protiproudé uspořádání



Graf 4: Závislost Nusseltova kritéria na Reynoldsově kritériu kapaliny B pro prtiproudé uspořádání

Grafické závislosti jsem vyhodnocovala v programu MS excel. Body v grafech 1 - 4 jsem proložila mocninnou regresí a program MS Excel vyhodnotil regresní mocninnou rovnici ve tvaru zobrazeném v rovnici (68). Hodnota b v rovnici (68) se vždy rovná zjišťované empirické konstantě m a hodnota a je rovna násobku $C \cdot Pr^n$. V tabulce 8 a 9 jsou znázorněny hodnoty Pr^n pro každé měření zvlášť, jelikož je třeba k vyhodnocení konstanty C pro daný proud a pro danou kapalinu potřeba jen jedna hodnota, spočetla jsem aritmetické průměry těchto hodnot. Empirickou konstantu C jsem tedy získala podílem konstanty b a Pr^n .

$$y = a \cdot x^b \quad (68)$$

V tabulce 10 jsem uvedla hodnoty konstant a, b vyhodnocené programem MS Excel, aritmetické průměry hodnoty Pr^n a vypočtené empirické konstanty C a m .

Tabulka 10: Tabulka vypočtených konstant C a m .

	a	b	Pr^n	C	m
Souproud A	1,529	0,457	1,809	0,845	0,457
Souproud B	0,418	0,688	2,083	0,201	0,688
Protiproud A	1,505	0,46	1,82	0,827	0,46
Protiproud B	2,024	0,424	2,01	1,006	0,424

4 Závěr

Cílem této diplomové práce bylo optimalizovat pracovní podmínky pro modelovou stanici procesu sdílení tepla, dodanou firmou TENEZ. Tato modelová stanice bude sloužit ke studiu sdílení tepla v rámci laboratorního cvičení z předmětu Laboratoř procesního inženýrství.

Všechny cíle uvedené v úvodu této diplomové práce byly v rámci experimentálního měření splněny. Tato diplomová práce bude sloužit jako podklad pro výukové účely.

Experimentální podmínky na výukové stanici sdílení tepla byly zvoleny: průtok chladicí vody od $400 - 700 \text{ l.hod}^{-1}$, průtok média od $300 - 900 \text{ l.hod}^{-1}$ a teplota média 40°C . Ostatní teploty tekutin v zařízení byly v průběhu všech měření konstantní. Teplota páry pro ohřev média na zvolenou teplotu se pohybovala od $113,2 - 127,7^\circ\text{C}$, teplota kondenzátu od $19,3 - 26,9^\circ\text{C}$. Teplota chladicího vody závisela na teplotě vody ve vodovodním řádu. Tyto experimentální podmínky byly nastaveny pro protiproudé i souproudé uspořádání výměníku tepla.

Ze všech naměřených dat byly vyhodnoceny experimentální a teoretické koeficienty prostupu tepla a přídavné tepelné odpory ve výměníku tepla. Experimentální hodnoty koeficientu prostupu tepla se blížily hodnotě koeficientu prostupu tepla dodaného od výrobce o hodnotě $2440,4 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$. Hodnoty přídavných tepelných odporů se ve všech případech blížily nule. Je to dáno tím, že výměník byl instalován v roce 2010 a tudíž není znečištěn a neklade žádný odpor prostupu tepla.

V rámci této diplomové práce také byly vyhodnoceny empirické konstanty C a m z grafické závislosti Reynoldsova kritéria na Nusseltově kritériu. Tyto empirické konstanty se musí experimentálně určit pro každý výměník a budou studenty používány pro výpočet Nusseltova kritéria. Z regresní mocninné rovnice byly vyhodnoceny následující hodnoty empirických konstant pro protiproudé uspořádání $C=1$ a $m=0,42$ a pro souproudé uspořádání $C=0,2$ a $m=0,69$.

Z naměřených a vyhodnocených dat vyplývá, že optimální podmínky pro měření v předmětu Laboratoř procesního inženýrství byly vyhodnoceny hodnoty: teplota média 40°C , průtok média 300 l.hod^{-1} a průtok chladicí vody 400 l.hod^{-1} pro souproudé i protiproudé uspořádání. Pro tyto zvolené procesní podmínky byl zpracován vzorový protokol uvedený v příloze této práce.

5 Seznam literatury

- [1] FRODLOVÁ, M. *Návrh výměníku pro využití odpadního tepla z termického čištění plynů*. POSTERUS.sk [online]. 2010-09-08 [cit. 2011-03-26]. Dostupné na WWW: <http://www.posterus.sk/?p=8198>.
- [2] *Výměníky tepla deskové* [on line]. [cit. 2011-03-26]. Dostupný na WWW: <http://www.ohrev-bazenu.cz/vymeniky-tepla-deskove/>.
- [3] PERSSON, J. *Cesta vývoje*. *CHEMagazín*, 2008, roč. 18, č. 1 [cit. 2011-03-30]. Dostupný na WWW: http://local.alfalaval.com/cs-cz/produkty/prenos/deskove/Documents/Cesta_vyvoje.pdf.
- [4] ŠNITA, D. *Chemické inženýrství I*. Vyd. 1. Praha : VŠCHT Praha, 2005. 318 s. ISBN 80-7080-589-7.
- [5] GROTE, K.H., ANTONSSON, E.K. *Springer Handbook of Mechanical Engineering*. Springer Verlag Berlin Heidelberg, 2009. 1580 p. ISBN 978-3-540-49131-6.
- [6] OCHRANA, L. *Spalovací zařízení a výměníky tepla*. Vyd. 1. Brno : VUT Brno, 1993. 216 s. ISBN 80-214-0529-5.
- [7] *Trubkové výměníky* [on line]. [cit. 2011-04-01]. Dostupný na WWW: <http://www.pbstre.cz/index.php?typ=PVA&showid=81>.
- [8] *Shell and Tube heat exchanger*. [on line]. [cit. 2011-04-01]. Dostupný na WWW: http://en.wikipedia.org/wiki/Shell_and_tube_heat_exchanger.
- [9] LIU, W., LIU, Z.C., WANG, Y.S., et all. *Flow mechanism and heat transfer enhancement in longitudinal-flow tube bundle of shell-and-tube heat exchanger*. *Sci China Ser E-Tech Sci*, 2009, vol. 52, no. 10, p. 2952—2959.
- [10] KIM, M.I., et all. *CFD modeling of shell-and-tube heat exchanger header for uniform distribution among tubes*. *Korean J. Chem. Eng*, 2009, vol. 26, no. 2, p. 359-363.
- [11] *SEC Shell and Tube Heat Exchangers*. [on line]. [cit. 2011-04-01]. Dostupný na WWW: <http://www.secsHELLandtube.com/model-info.html>.
- [12] *Deskové výměníky rozebíratelné*. [on line]. Výměníky s.r.o., Praha [cit. 2011-04-05]. Dostupný na WWW: <http://www.vymeniky.cz/deskove-vymeniky-rozebiratelne/>.
- [13] *Deskové výměníky tepla*. [on line]. Alfa Laval s.r.o., Praha [cit. 2011-04-05]. Dostupný na WWW: <http://local.alfalaval.com/cs-cz/produkty/prenos/deskove/pages/deskove-vymeniky.aspx>.
- [14] SELBAŞ, R., et all. *Alternative approach in thermal analysis of plate heat exchanger*. *Heat Mass Transfer*, 2009, vol. 45, p. 323-329.

- [15] MASSOUD, M. *Engineering Thermofluids ; Thermodynamics, Fluid Mechanics, and Heat Transfer*. Springer Verlag Berlin Heidelberg, 2005. 1119 p. ISBN 3-540-22292-8.
- [16] PŘÍHODA, M., RÉDR, M. *Sdílení tepla a proudění*. Vyd. 2. Ostrava : VŠB-TU Ostrava, 2008. 180 s. ISBN 978-80-248-1748-4.
- [17] BAFRNCOVÁ, S., BAFRNEC, M. a kol. *Chemické inžinierstvo ; Příklady a úlohy*. Vyd. 2. Bratislava : STU Bratislava, 1996. 504 s. ISBN 80-227-0862-3.
- [18] MÍKA, V. a kol. *Příklady a úlohy z chemického inženýrství I*. Vyd. 1. Praha : VŠCHT Praha, 1997. 825 s. ISBN 80-7080-305-3.
- [19] LUDVÍK, M. *Laboratorní cvičení z chemického inženýrství*. Vyd. 4. Praha : VŠCHT Praha, 2000. 115 s. ISBN 80-7080-404-1.
- [20] HOLEČEK, O. *Chemicko-inženýrské tabulky*. Vyd. 2. Praha : VŠCHT Praha, 2001. 125 s. ISBN 80-7080-444-0.
- [21] *Chemicko-inženýrské tabulky*. [on line]. [cit. 2011-01-23]. Dostupný na WWW: <http://www.vscht.cz/uchi/e_tabulky/index.html>.
- [22] JUREČKA, P. *Proudění a sdílení tepla ; Cvičení do předmětu "Sdílení tepla a proudění"*. Vyd. 1. Ostrava : VŠB-TU Ostrava, 2006. 129 s. ISBN 80-248-1083-2.

6 Seznam použitých zkratek

Symbol	Význam
apod.	a podobně
např.	například
popř.	popřípadě
tzn.	to znamená
tzv.	tak zvaný

7 Seznam použitých symbolů

A	teplosměnná plocha	$[m^2]$
b	šířka kanálu	$[m]$
c_p	měrná tepelná kapacita	$[J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$
C	empirická konstanta	$[-]$
d_1	vnitřní průměr válce	$[m]$
d_2	vnější průměr válce	$[m]$
d_{ek}	ekvivalentní průměr	$[m]$
d_j	průměr j-tého válce	$[m]$
F_S	setrvačná síla	$[N]$
F_t	třecí síla	$[N]$
g	tíhové zrychlení	$[m \cdot s^{-2}]$
Gr	Grashofovo kritérium	$[-]$
h	měrná entalpie	$[J \cdot kg^{-1}]$
\dot{h}	intenzita toku entalpie	$[J \cdot m^{-2} \cdot s^{-1}]$
$h_{kan.}$	hloubka kanálu	$[m]$
h_k	měrná entalpie kondenzátu	$[J \cdot kg^{-1}]$
h_p	měrná entalpie páry	$[J \cdot kg^{-1}]$
\dot{H}	tok entalpie	$[J \cdot s^{-1}]$
k	koefficient prostupu tepla	$[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$
k_{exp}	experimentální koefficient prostupu tepla	$[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$
k_L	koefficient prostupu tepla vztažený na jednotku délky	$[W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$
l	charakteristická délka	$[m]$
L	délka válcové stěny	$[m]$

\dot{m}	hmotnostní tok	$[kg \cdot s^{-1}]$
m	empirická konstanta	$[-]$
$m_{kondenzát}$	hmotnost kondenzátu	$[kg]$
\dot{m}_p	hmotnostní průtok páry	$[kg \cdot s^{-1}]$
n	konstanta	$[-]$
n_C	počet kanálů výměníku pro tekutinu C, kde C je A nebo B	$[-]$
Nu	Nusseltovo kritérium	$[-]$
Pe	Pécletovo kritérium	$[-]$
\dot{q}	intenzita toku tepla	$[W \cdot m^{-2}]$
\dot{Q}	tok tepla	$[W]$
R	přídavný tepelný odpor	$[-]$
Re	Reynoldsovo kritérium	$[-]$
Re_{kr}	kritická hodnota Reynoldsova kritéria	$[-]$
S	povrch desky	$[m^2]$
t_{Ai}	teplota čerpané kapaliny na vstupu do výměníku	$[^{\circ}C]$
t_{Ae}	teplota čerpané kapaliny na výstupu z výměníku	$[^{\circ}C]$
t_{Bi}	teplota chladicí kapaliny na vstupu do výměníku	$[^{\circ}C]$
t_{Be}	teplota chladicí kapaliny na výstupu z výměníku	$[^{\circ}C]$
t_n	teplota chladnější složené stěny	$[^{\circ}C]$
$t_{kondenzát}$	doba jímání kondenzátu	$[s]$
t_{wi}	teplota teplejší stěny	$[^{\circ}C]$
t_{w0}	teplota chladnější jednoduché stěny	$[^{\circ}C]$
$\overline{t_A}$	střední teplota proudu A	$[^{\circ}C]$
$\overline{t_B}$	střední teplota proudu B	$[^{\circ}C]$
$\langle T \rangle$	teplota v jádře tekutiny	$[K]$
T_w	teplota povrchu stěny	$[K]$
\dot{V}	objemový průtok kapaliny	$[m^3 \cdot s^{-1}]$
α	součinitel přestupu tepla	$[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$
β	součinitel objemové roztažnosti	$[K^{-1}]$
δ	tloušťka stěny	$[m]$
δ_j	tloušťka příslušné stěny	$[m]$
η	dynamická viskozita tekutiny	$[Pa \cdot s]$

λ	tepelná vodivost	$[W.m^{-1}.K^{-1}]$
λ_j	tepelná vodivost příslušné stěny	$[W.m^{-1}.K^{-1}]$
λ_w	tepelná vodivost materiálu (desky)	$[W.m^{-1}.K^{-1}]$
v	rychlost proudění	$[m.s^{-1}]$
π	Ludolfovo číslo	$[-]$
ρ	hustota kapaliny	$[kg.m^{-3}]$
ν	kinematická viskozita	$[m^2.s^{-1}]$
Δt_1	rozdíl teplot na levé straně výměníku tepla	$[^{\circ}C]$
Δt_2	rozdíl teplot na pravé straně výměníku tepla	$[^{\circ}C]$
Δt_{1s}	logaritmický střed rozdíl teplot	$[K]$
ΔT	hnací (hybná) síla	$[K]$

Indexy

A	teplejší kapalina
B	chladnější kapalina
C	teplejší nebo chladnější kapalina
k	kondenzát
p	pára

8 Seznam obrázků

- Obr. 1: Tok kapalin svazkovým trubkovým výměníkem tepla
Obr. 2: Svazkový deskový výměník tepla
Obr. 3: Princip funkce deskového výměníku tepla
Obr. 4: Výměníky tepla: a) souproud, b) protiproud
Obr. 5: Rozložení teplot v a) souproudém b) protiproudém výměníku
Obr. 6: Jednoduchá a složená rovinná stěna
Obr. 7: Řez válcovou stěnou složenou z třech vrstev
Obr. 8: Případy sdílení tepla konvekcí
Obr. 9: Prostup tepla a) rovinnou stěnou, b) válcovou
Obr. 10: Charakter proudění a rychlostní profil při proudění: a) laminární b) turbulentní
Obr. 11: Schéma souproudu
Obr. 12: Schéma protiproudu
Obr. 13: Schéma deskového výměníku
Obr. 14: Zařízení pro měření sdílení tepla
Obr. 15: Schéma aparatury
Obr. 16: Parní vyvíječ
Obr. 17: Ovládací prvky parního vyvíječe
Obr. 18: Složení deskového výměníku
Obr. 19: Výměníky tepla SDV01 a SDV02
Obr. 20: Panel MaR

9 Seznam tabulek

- Tabulka 1: Parametry deskového výměníku SDV02
Tabulka 2: Souhrnná tabulka naměřených a vypočtených hodnot protiproudu
Tabulka 3: Souhrnná tabulka naměřených a vypočtených hodnot protiproudu – pokračování 1.
Tabulka 4: Souhrnná tabulka naměřených a vypočtených hodnot protiproudu – pokračování 2.
Tabulka 5: Souhrnná tabulka naměřených a vypočtených hodnot souproudu.
Tabulka 6: Souhrnná tabulka naměřených a vypočtených hodnot souproudu – pokračování 1.
Tabulka 7: Souhrnná tabulka naměřených a vypočtených hodnot souproudu – pokračování 2.
Tabulka 8: Tabulka vypočtených konstant n a Pr^n pro protiproud
Tabulka 9: Tabulka vypočtených konstant n a Pr^n pro souproud
Tabulka 10: Tabulka vypočtených konstant C a m .

10 Seznam grafů

- Graf 1: Závislost Nusseltova kritéria na Reynoldsově kritériu pro souproudé uspořádání pro kapalinu A
- Graf 2: Závislost Nusseltova kritéria na Reynoldsově kritériu kapaliny B pro souproudé uspořádání
- Graf 3: Závislost Nusseltova kritéria na Reynoldsově kritériu kapaliny A pro protiproudé uspořádání
- Graf 4: Závislost Nusseltova kritéria na Reynoldsově kritériu kapaliny B pro protiproudé uspořádání

11 Přílohy

Příloha I: Vypracovaný vzorový protokol

VŠB-TU Ostrava, FMMI		
Jméno: Zuzana Bílská	Název úlohy: Stanovení teoretické a experimentální hodnoty koeficientu prostupu tepla	Školní rok: 2010/2011
Datum měření: 15.3.2011		Skupina: HN2CHI02

Cíl práce:

Výpočet následujících veličin pro souproudé a protiproudé uspořádání výměníku:

- koeficient prostupu tepla k_{exp}
- koeficient prostupu tepla pro čistý výměník k
- přídavný odpor výměníku R

Tabulka 1: Parametry deskového výměníku

Veličina	Symbol	Hodnota
Velikost celkové teplosměnné plochy	A	0,253 m ²
Hloubka kanálu	h	4,3 mm
Šířka kanálu	b	106,8 mm
Tloušťka desky	δ	0,60 mm
Tepelná vodivost materiálu desky (AISI 316L)	λ_w	16,2 W m ⁻¹ K ⁻¹
Počet kanálů na straně chladicí vody	n_B	6
Počet kanálů na straně čerpané kapaliny	n_A	5

Tabulky naměřených hodnot:*Souproud*

Čas (min)	T1 z nádrže (°C)	T2 (°C)	T3 do nádrže (°C)	T4 (°C)	T5 kondenzát (°C)	T6 do odpadu (°C)	T7 z vodovodu (°C)	PR1 (l/hod)	PR2 (l/hod)
0	24,4	43	21	115,4	24,5	8,1	18,2	303,3	408,5
5	24,3	43	20,6	123,9	24,4	7,5	17,4	299,2	409,8
10	23,8	44	20,6	115,4	24,2	7,5	17,7	299,5	407,6
15	23,5	43	20,7	113,4	23,9	7,5	17,4	299,6	409
20	23,2	43	20,7	117,4	23,4	7,5	17,3	297,9	409,7
25	23,2	42	20,5	118,9	23,4	7,5	17,1	297,2	407,8
30	23,1	42	20	115,4	23,4	7,5	17,1	297,6	410,2
35	22,6	39,1	18,8	117,5	23,4	7,5	16,1	297,3	411,8
40	22,2	42,4	19,8	114,4	23,4	7,4	17	297	416,2
45	22,2	42	19,8	119,4	23,4	7,3	17,1	296,5	406
Průměr	23,25	42,35	20,25	117,11	23,74	7,53	17,24	298,51	409,66
Čas měření (s)	2734							Hmotnost kondenzát u (kg)	5,28

Protiproud

Čas (min)	T1 z nádrže (°C)	T2 (°C)	T3 do nádrže (°C)	T4 (°C)	T5 kondenzát (°C)	T6 do odpadu (°C)	T7 z vodovodu (°C)	PR1 (l/hod)	PR2 (l/hod)
0	21,2	41,1	13,1	115,4	22,7	20,8	6,3	292	400,1
5	20,3	40,1	13	125,4	22,3	20,7	6,3	291,6	401,3
10	20,2	40,1	13,1	124,4	21,8	20,7	6,3	291,4	399,7
15	19,3	39,1	13,1	119,4	21,2	20,7	6,2	292	399,8
20	18,3	39,1	13,1	116,1	21	20,7	6,1	292,2	399,7
25	18,3	38,1	12,9	115,4	20,2	19,8	6,1	291,7	399,2
30	17,3	38,1	12,1	118,4	20,2	19,8	6,1	291,7	397,3
35	17,3	34,2	12,1	114,4	18,2	18,8	6	292	393,2
40	16,4	37	12,1	118,4	19,2	19,8	5,8	292,4	398,7
45	16,3	36,2	12,1	121,4	19,2	19,3	5,9	292	400,9
Průměr	18,49	38,31	12,67	118,87	20,6	20,11	6,11	291,9	398,99
Čas měření (s)	2726							Hmotnos t kondenz átu (kg)	5,23

Tabelová data: (pro teploty t_A , t_B)

-pro sou proud:
$$t_A = \frac{T_2 + T_3}{2} = \frac{42,35 + 20,25}{2} = \underline{\underline{31,3^\circ\text{C}}}$$

$$t_B = \frac{T_6 + T_7}{2} = \frac{7,53 + 17,24}{2} = \underline{\underline{12,39^\circ\text{C}}}$$

$$\rho_A = 995,23 \text{ kg/m}^3; \rho_B = 999,49 \text{ kg/m}^3; c_{pA} = 4183 \text{ J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}; c_{pB} = 4183 \text{ J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1};$$

$$\eta_A = 0,0007762 \text{ Pa.s}; \eta_B = 0,001221 \text{ Pa.s}; \lambda_A = 0,617 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}; \lambda_B = 0,585 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1};$$

$$h_p \text{ (pro telotu } 117,11^\circ\text{C (} T_4 \text{))} = 2701965 \text{ J.kg}^{-1}; h_k \text{ (pro telotu } 23,74^\circ\text{C (} T_5 \text{))} = 99483,2 \text{ J.kg}^{-1}$$

-pro protiproud:
$$t_A = \frac{T_2 + T_3}{2} = \frac{38,31 + 12,67}{2} = \underline{\underline{25,49^\circ\text{C}}}$$

$$t_B = \frac{T_6 + T_7}{2} = \frac{20,11 + 6,11}{2} = \underline{\underline{13,11^\circ\text{C}}}$$

$$\rho_A = 996,91 \text{ kg/m}^3; \rho_B = 999,4 \text{ kg/m}^3; c_{pA} = 4183 \text{ J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}; c_{pB} = 4183 \text{ J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1};$$

$$\eta_A = 0,0008807 \text{ Pa.s}; \eta_B = 0,001197 \text{ Pa.s}; \lambda_A = 0,608 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}; \lambda_B = 0,586 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1};$$

$$h_p \text{ (pro telotu } 118,87^\circ\text{C (} T_4 \text{))} = 2704518 \text{ J.kg}^{-1}; h_k \text{ (pro telotu } 20,6^\circ\text{C (} T_5 \text{))} = 86384 \text{ J.kg}^{-1}$$

Vzorové výpočty:

Vzorové výpočty jsem uvedla pro sou proudé uspořádání.

1. Logaritmický střed rozdílů teplot teplé a chladné tekutiny na koncích výměníků Δt_{ls}

-pro sou proud:

$$\Delta t_{ls} = \frac{(\Delta t_1 - \Delta t_2)}{\ln\left(\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}\right)}$$

$$\Delta t_{ls} = \frac{(34,82 - 3,01)}{\ln\left(\frac{34,82}{3,01}\right)}$$

$$\Delta t_{ls} = \underline{\underline{12,99^\circ\text{C}}}$$

$$\Delta t_1 = T_2 - T_6$$

$$\Delta t_1 = 42,35 - 7,53$$

$$\Delta t_1 = \underline{\underline{34,82^\circ\text{C}}}$$

$$\Delta t_2 = T_3 - T_7$$

$$\Delta t_2 = 20,25 - 17,24$$

$$\Delta t_2 = \underline{\underline{3,01^\circ\text{C}}}$$

-pro protiproud:

$$\Delta t_{ls} = \frac{(\Delta t_1 - \Delta t_2)}{\ln\left(\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}\right)}$$

$$\Delta t_{ls} = \frac{(18,2 - 6,56)}{\ln\left(\frac{18,2}{6,56}\right)}$$

$$\Delta t_{ls} = \underline{\underline{11,41^\circ\text{C}}}$$

$$\Delta t_1 = T_2 - T_6$$

$$\Delta t_1 = 38,31 - 20,11$$

$$\Delta t_1 = \underline{\underline{18,2^\circ\text{C}}}$$

$$\Delta t_2 = T_3 - T_7$$

$$\Delta t_2 = 12,67 - 6,11$$

$$\Delta t_2 = \underline{\underline{6,56^\circ\text{C}}}$$

2. Hmotnostní průtok \dot{m}_p :

$$\dot{m}_p = \frac{m}{t}$$

$$\dot{m}_p = \frac{5,28}{2734}$$

$$\dot{m}_p = \underline{\underline{0,0019 \text{ kg/s}}}$$

3. Tok tepla teplosměnnou plochou \dot{Q} :

$$\dot{Q}_A = \dot{V}_A \cdot \rho_A \cdot c_{pA} \cdot (T_2 - T_3)$$

$$\dot{Q}_A = 298,51 \cdot \frac{10^{-3}}{3600} \cdot 995,23 \cdot 4183 \cdot (315,5 - 293,4)$$

$$\dot{Q}_A = \underline{\underline{7628,9 \text{ W}}}$$

$$\dot{Q}_B = \dot{V}_B \cdot \rho_B \cdot c_{pB} \cdot (T_7 - T_6)$$

$$\dot{Q}_B = 409,66 \cdot \frac{10^{-3}}{3600} \cdot 999,49 \cdot 4183 \cdot (290,39 - 280,68)$$

$$\dot{Q}_B = \underline{\underline{4619,6 \text{ W}}}$$

$$\dot{Q}_p = \dot{m}_p \cdot (h_p - h_k)$$

$$\dot{Q}_p = 0,0019 \cdot (2701965 - 99483,2)$$

$$\dot{Q}_p = \underline{\underline{4944,7 \text{ W}}}$$

4. Prandtlovo kritérium Pr :

$$Pr_A = \frac{c_{pA} \cdot \eta_A}{\lambda_A}$$

$$Pr_A = \frac{4183 \cdot 0,0007762}{0,617}$$

$$Pr_A = \underline{\underline{5,26}}$$

$$Pr_B = \frac{c_{pB} \cdot \eta_B}{\lambda_B}$$

$$Pr_B = \frac{4183 \cdot 0,001221}{0,585}$$

$$Pr_B = \underline{\underline{8,73}}$$

5. Rychlost proudění v:

$$v_A = \frac{\dot{V}_A}{n_A \cdot b \cdot h}$$

$$v_A = \frac{8,29 \cdot 10^{-5}}{5 \cdot 0,1068 \cdot 0,0043}$$

$$v_A = \underline{\underline{0,036 \text{ m/s}}}$$

$$v_B = \frac{\dot{V}_B}{n_B \cdot b \cdot h}$$

$$v_B = \frac{1,14 \cdot 10^{-4}}{6 \cdot 0,1068 \cdot 0,0043}$$

$$v_B = \underline{\underline{0,041 \text{ m/s}}}$$

6. Reynoldsovo kritérium Re:

$$\text{Re}_A = \frac{v_A \cdot d_{ek} \cdot \rho_A}{\eta_A} = \frac{v_A \cdot 2 \cdot h \cdot \rho_A}{\eta_A}$$

$$\text{Re}_A = \frac{0,036 \cdot 2 \cdot 0,0043 \cdot 995,23}{0,0007762}$$

$$\text{Re}_A = \underline{\underline{396,96}}$$

$$\text{Re}_B = \frac{v_B \cdot d_{ek} \cdot \rho_B}{\eta_B} = \frac{v_B \cdot 2 \cdot h \cdot \rho_B}{\eta_B}$$

$$\text{Re}_B = \frac{0,041 \cdot 2 \cdot 0,0043 \cdot 999,49}{0,001221}$$

$$\text{Re}_B = \underline{\underline{288,63}}$$

7. Nusseltovo kritérium Nu a konstanta n:

$$Nu_A = C \cdot \text{Re}_A^m \cdot \text{Pr}_A^{n_A}$$

$$Nu_A = 0,2 \cdot 396,96^{0,69} \cdot 5,26^{0,363}$$

$$Nu_A = \underline{\underline{22,69}}$$

$$Nu_B = C \cdot \text{Re}_B^m \cdot \text{Pr}_B^{n_B}$$

$$Nu_B = 0,2 \cdot 288,63^{0,69} \cdot 8,73^{0,360}$$

$$Nu_B = \underline{\underline{21,75}}$$

$$n_A = 0,33 \cdot e^{\left(\frac{3,4}{\text{Pr}_A + 30}\right)}$$

$$n_A = 0,33 \cdot e^{\left(\frac{3,4}{5,26 + 30}\right)}$$

$$n_A = \underline{\underline{0,363}}$$

$$n_B = 0,33 \cdot e^{\left(\frac{3,4}{\text{Pr}_B + 30}\right)}$$

$$n_B = 0,33 \cdot e^{\left(\frac{3,4}{8,73 + 30}\right)}$$

$$n_B = \underline{\underline{0,360}}$$

8. Koeficienty přestupu tepla α:

$$Nu_c = \frac{\alpha_c \cdot d_{ek}}{\lambda_c} \Rightarrow \alpha_c = \frac{Nu_c \cdot \lambda_c}{d_{ek}}$$

$$\alpha_A = \frac{Nu_A \cdot \lambda_A}{d_{ek}}$$

$$\alpha_A = \frac{22,69 \cdot 0,617}{2 \cdot 0,0043}$$

$$\alpha_A = \underline{\underline{1627,88 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}}}$$

$$\alpha_B = \frac{Nu_B \cdot \lambda_B}{d_{ek}}$$

$$\alpha_B = \frac{21,75 \cdot 0,585}{2 \cdot 0,0043}$$

$$\alpha_B = \underline{\underline{1479,51 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}}}$$

9. Koeficient prostupu tepla pro čistý výměník k:

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_A} + \frac{\delta}{\lambda_w} + \frac{1}{\alpha_B} \Rightarrow k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_A} + \frac{\delta}{\lambda_w} + \frac{1}{\alpha_B}}$$

$$k = \frac{1}{\frac{1}{1627,88} + \frac{0,0006}{16,2} + \frac{1}{1479,51}}$$

$$k = \underline{\underline{753,45 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}}}$$

10. Experimentální hodnota koeficientu prostupu tepla k_{exp} :

$$\dot{Q}_B = k_{\text{exp}} \cdot A \cdot \Delta t_{ls} \Rightarrow k_{\text{exp}} = \frac{\dot{Q}_B}{A \cdot \Delta t_{ls}}$$

$$k_{\text{exp}} = \frac{4619,6}{0,253 \cdot 12,99}$$

$$k_{\text{exp}} = \underline{\underline{1405,64 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}}}$$

11. Přídavný odpor výměníku R:

$$R = \frac{1}{k_{\text{exp}}} - \frac{1}{k}$$

$$R = \frac{1}{1405,64} - \frac{1}{753,45}$$

$$R = 0,00$$

Tabulky vypočtených hodnot:

Souproud

Δt_{ls} (°C)	\dot{m}_p (kg.s ⁻¹)	\dot{V}_A (m ³ .s ⁻¹)	\dot{V}_B (m ³ .s ⁻¹)	\dot{Q}_A (W)	\dot{Q}_B (W)	\dot{Q}_P (W)	k_{exp} (W.m ⁻² .K ⁻¹)	k (W.m ⁻² .K ⁻¹)	R (-)
12,99	0,0019	8,29.10 ⁻⁵	1,14.10 ⁻⁴	7628,9	4619,6	4944,7	1405,64	753,45	0,00
v_A (m.s ⁻¹)	v_B (m.s ⁻¹)	Re_A (-)	Re_B (-)	Pr_A (-)	Pr_B (-)	Nu_A (-)	Nu_B (-)	α_A (W.m ⁻² .K ⁻¹)	α_B (W.m ⁻² .K ⁻¹)
0,036	0,041	396,96	288,63	5,26	8,73	22,69	21,75	1627,88	1479,51

Protiproud

Δt_{is} (°C)	\dot{m}_p (kg.s ⁻¹)	\dot{V}_A (m ³ .s ⁻¹)	\dot{V}_B (m ³ .s ⁻¹)	\dot{Q}_A (W)	\dot{Q}_B (W)	\dot{Q}_P (W)	k_{exp} (W.m ⁻² .K ⁻¹)	k (W.m ⁻² .K ⁻¹)	R (-)
11,41	0,0019	8,11.10 ⁻⁵	1,11.10 ⁻⁴	8669,5	6486,6	4974,5	2247,04	768,34	0,00
v_A (m.s ⁻¹)	v_B (m.s ⁻¹)	Re_A (-)	Re_B (-)	Pr_A (-)	Pr_B (-)	Nu_A (-)	Nu_B (-)	α_A (W.m ⁻² .K ⁻¹)	α_B (W.m ⁻² .K ⁻¹)
0,035	0,040	340,72	287,21	6,06	8,54	22,27	23,32	1574,44	1589,01

Závěr:

Stanovovala jsem koeficient prostupu tepla pro čistý výměník k , experimentální hodnotu koeficientu prostupu tepla k_{exp} a přídavný odpor výměníku R pro souproudé a protiproudé uspořádání výměníku.

Koeficient prostupu tepla pro čistý výměník k byl při obou uspořádáních téměř stejný (pro souproud $k = 753,45 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$, pro protiproud $k = 768,34 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$) a experimentální koeficienty (pro souproud $k_{exp} = 1405,64 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$, pro protiproud $k_{exp} = 2247,04 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$) se od koeficientů prostupů pro čistý výměník lišily výrazně.

Přídavné odpory vyšly v obou případech nulové, z čehož vyplývá, že výměník zatím neklade žádný odpor.